

recherche technique acier

Laminaires

Contre-flexion des cylindres de laminaires

IRSID - Saint-Germain-en-Laye

Convention n° 6210-71/3/032

RAPPORT FINAL

Edité par la Direction générale
Information scientifique et technique et Gestion de l'information

Laminoirs

Contre-flexion des cylindres de laminoirs

AVERTISSEMENT

Ni la Commission des Communautés européennes, ni aucune autre personne agissant au nom de la Commission, n'est responsable de l'usage qui pourrait être fait des informations ci-après

RE 530

Avril 1978

CONTRE-FLEXION
DES CYLINDRES DE LAMINOIRS
Convention n° 6210-71/3/032
Rapport final

"Travaux de recherches réalisés
avec l'aide financière de la Communauté Européenne
du Charbon et de l'Acier"

INSTITUT DE RECHERCHES DE LA SIDÉRURGIE FRANÇAISE

I R S I D

LAM.A. RE 530 - Avril 1978

GD/MM

CONTRE-FLEXION

DES CYLINDRES DE LAMINOIRS

R E S U M E

La première partie de la recherche avait permis la mise au point d'un modèle théorique de déformation élastique des cylindres prenant en compte les divers dispositifs de contre-flexion.

Nous avons donc, lors de la seconde partie de la recherche, confirmé, à l'aide d'essais sur maquette, de serrage statiques en usine et de laminage industriels, les résultats théoriques sur les efficacités relatives des divers dispositifs de contre-flexion. Il apparaît que, pour les tôleries fortes modernes, compte tenu des diverses limitations et des impératifs financiers, les contre-flexions du type WORB (entre cylindres de travail) sont plus intéressantes que celles du type BURB (entre cylindres de soutien).

Un algorithme de calcul d'un schéma optimal de laminage (nombre minimal de passes) a été bâti et est utilisé industriellement dans le système de commande de la tôlerie de Dillingen. Il apparaît que, pour les tôles les plus larges et fines (épaisseurs inférieures à 10 mm), il est possible dans le meilleur des cas de diminuer de deux passes la durée de la mise à épaisseur à égalité de produit de sortie donnée.

o0o

ZUSAMMENFASSUNG

Das erste Teil dieser Forschung hatte die Einstellung ein theoretisches Modell des elastischen Verziegens der Walzen mit Einnahme der verschiedenen Gegenbiegungsanlagen ermöglicht.

Wir haben nun in das zweite Teil dieser Forschung, mit Hilfe der Versuchen auf einem Gerüstmodell, mit Hilfe der statischen Austellungen im Betrieb und der industriellen Walzen, die theoretischen Ergebnisse der relativen Leistungsfähigkeit der verschiedenen Gegenbiegungsanlagen bestätigt. Es hat sich heraus gestellt daß, für moderne Grobblechwalzwerke, mit Einnahme der verschiedenen Begrenzungen, und finanziellen Verpflichtungen, die Gegenbiegung WORB Type (zwischen den Arbeitwalzen) interessanter als die Gegenbiegungen BURB Type (zwischen den Stützwalzen) sei.

Ein Rechnungsaufbau für ein optimaler Walzstichplan (minimale Stichzahl) wurde erricht, und industriellweise im Gerüstrechnersystem benutzt. Es ist offensichtlich, daß für den besten Fall, und für gleiche Enddicke, die Längstichdauer der Breitesten und dünnsten Blechen (Dicke kleiner als 10 mm), um zwei Stiche vermindern sein kann.

ABSTRACT

In the first part of the research IRSID had carried up a model for calculating the elastic deformation of the rolls taking into account roll-bending devices.

In the second part we have confirmed theoretical results about relative efficiencies of the two principal bending devices using static laboratory stand, screwing down the rolls into motionless aluminium plate and industrial rolling. It appears that, for new plate mill and taking into account various technical and economical limitations, bending between workrolls (WORB) is more interesting than between back-up rolls (BURB).

An optimal schedule algorithm (minimizing the number of passes) was performed and is industrially used for automation of the plate mill of Dillingen. It shows that for wider and low thickness plate (below 10 mm) bending allows, in the better use, a gain of two passes in the thickness phase with the same outside product characteristics.

S O M M A I R E

Page

1. <u>INTRODUCTION</u>	1
2. <u>VERIFICATION DE L'EFFICACITE DE LA CONTRE-FLEXION</u>	3
2.1. Vérification sur maquette	3
2.2. Essais de serrages statiques réalisés en usine	7
2.3. Vérification en laminage	11
3. <u>STRATEGIE DE REGLAGE</u>	25
3.1. Influence de la contre-flexion sur le cédage de la cage	25
3.2. Calcul d'un schéma de laminage avec contre-flexion	28
3.2.1. Calcul d'une passe optimale	28
3.2.2. Calcul d'un schéma optimal	33
3.2.3. Influence de la contre-flexion sur le nombre de passes du schéma	35
4. <u>CONCLUSION</u>	37
<u>ANNEXE</u> - DESCRIPTION DE LA MAQUETTE	39

-:-:-:-

1. INTRODUCTION

L'IRSID avait mis au point dans une première phase de cette étude(**) un modèle décrivant la déformation élastique des cylindres d'une cage quarto et prenant en compte les divers dispositifs de contre-flexion actuellement disponibles. L'exploitation de ce modèle théorique avait permis de dégager les conclusions suivantes dans le cas d'utilisation d'un BURB de 1500 t x 2 m par côté :

- dans le cas de cylindres de soutien et de travail de diamètres respectifs 2000 mm et 1120 mm et pour une largeur de table de 4,3 m, la diminution de bombé apporté par le BURB sur une tôle de 4 m est de 0,26 mm ;
- l'efficacité du BURB est très fonction du diamètre des cylindres de soutien. Elle est sensiblement doublée lorsqu'on passe de 2150 à 1800 mm. Cependant, même dans ce cas, le bombé du cylindre sans contre-flexion pour un diamètre de 2150 mm est inférieur à celui d'une cage possédant des cylindres de soutien de 1800 mm et une contre-flexion BURB.

Parallèlement, une stratégie permettant la détermination d'un schéma optimal de laminage calculant par passe les caractéristiques de contre-flexion avait été élaborée.

La seconde phase de la recherche qui fait l'objet du présent rapport avait donc pour but la vérification des modèles et algorithmes précédemment indiqués. Ces vérifications ont été exécutées à plusieurs niveaux :

- vérification de l'efficacité de la contre-flexion :
 - . essais sur maquette statique au 1/10ème,
 - . essais avec empreintes de tôles d'aluminium sur le laminoir industriel,
 - . essais de laminage ;
- tests de l'influence du dispositif sur le schéma de laminage ;
- étude des schémas de laminage.

...

(**) BOUBEL (D.) et al.

Contre-flexion des cylindres de laminoir. Compte rendu final des travaux de la première phase.
RE.304 - Mai 1975.

2. VERIFICATION DE L'EFFICACITE DE LA CONTRE-FLEXION

2.1. Vérification sur maquette

Nous avons utilisé pour ces essais un modèle statique à l'échelle 1/10ème de la moitié supérieure d'une cage quarto industrielle de tôles fortes. Cette maquette, décrite en détail dans l'annexe et représentée sur la figure 1, permet de simuler l'utilisation de deux types de contre-flexion :

- BURB : entre les cylindres de soutien permettant de simuler jusqu'à des efforts de 20 t x 300 mm par côté ;
- WORB : entre les cylindres de travail permettant de simuler jusqu'à 7 t par côté.

Nous rappelons que l'échelle des distances est de 1/10ème et celle des forces de 1/100ème.

Les essais ont été réalisés avec 5 largeurs de tôle (200, 250, 300, 350, 400 mm). Pour chaque largeur, 4 empreintes ont été réalisées :

- sans contre-flexion,
- contre-flexion WORB (3,1 t),
- contre-flexion BURB (10,1 t),
- contre-flexion WORB et BURB (3,1 t et 10,1 t respectivement).

La force de serrage seule était voisine de 40 t. Les bombés, définis comme la différence entre la profondeur d'empreinte à 40 mm du bord et du centre, ont été mesurés selon la procédure décrite en annexe. L'ensemble des résultats obtenus sont rassemblés sur le tableau I et sont donc, pour une transposition industrielle, à multiplier par 20 (10 pour l'échelle des longueurs et 2 pour les contre-flexions supérieures et inférieures). Une comparaison entre les efficacités mesurées et calculées par le modèle dans les mêmes conditions est schématisée aux figures 2a et 2b.

On peut en tirer les conclusions suivantes :

- une contre-flexion utilisant 3 t de WORB est de l'ordre de 10 à 20 % plus efficace qu'une contre-flexion BURB de 10 t ;
- l'utilisation simultanée des deux dispositifs permet d'ajouter complètement les deux efficacités séparées (à condition que les efforts de laminage soient suffisants) ;
- compte tenu de la précision des relevés ($\pm 2 \mu\text{m}$), la correspondance entre les mesures et le modèle apparaît satisfaisante. ...

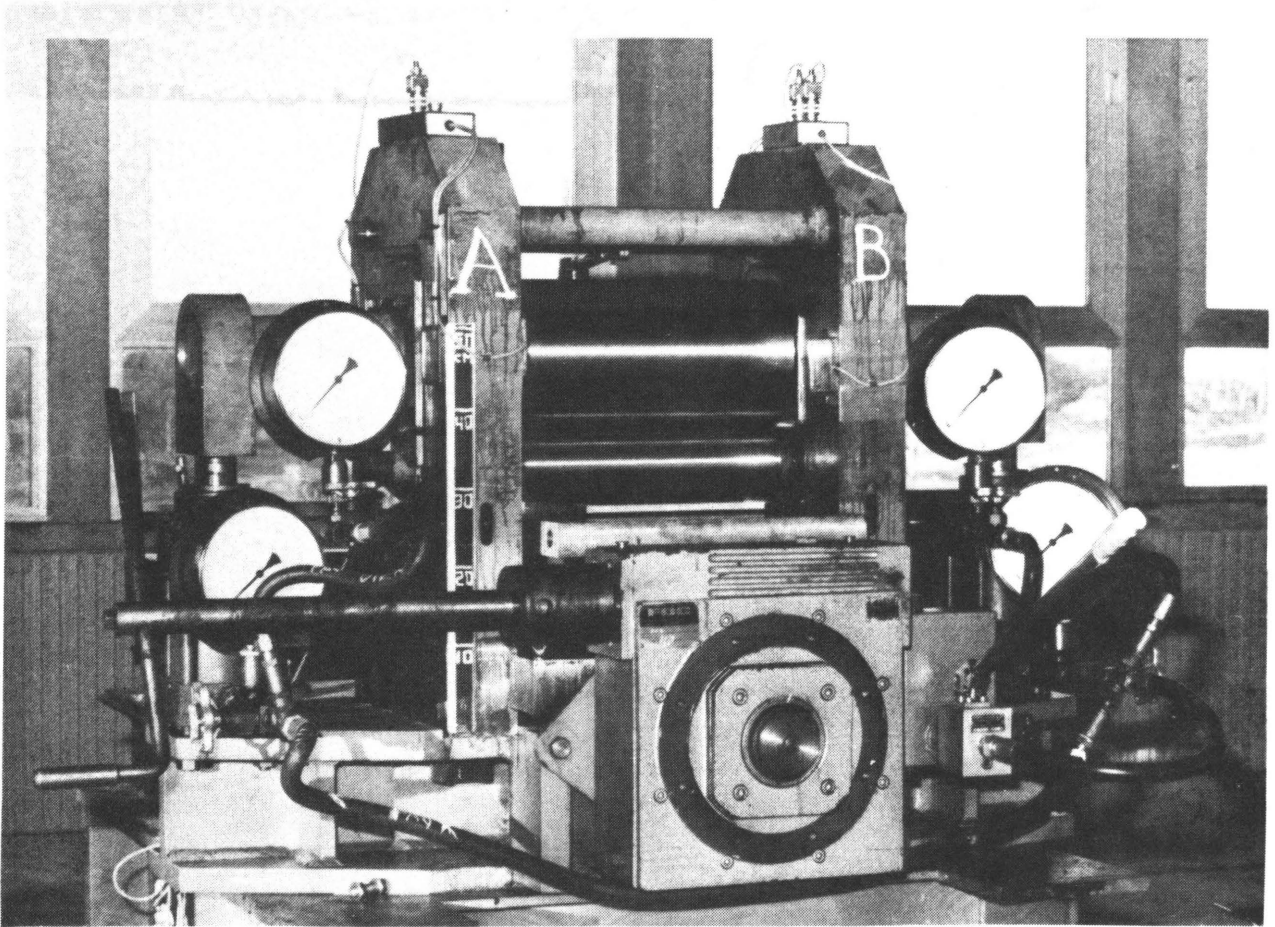


FIGURE 1 - VUE GENERAL DE LA MAQUETTE

GENERAL VIEW OF THE LABORATORY PLATE MILL

GESAMTSICHT DES VERKLEIMERTEN MODELLS

TABLEAU I

RESULTAT DES MESURES SUR MAQUETTE

Largeur (cm)	Type contre-flexion*	Bombé mesuré (μ)	Force de serrage (t)	Bombé rapporté à 39,5 t (m)	Influence contre-flexion pour 39,5 t (μ)
20	0	16	39,5	16	
20	1	12,5	38,3	13	3
20	3	13,5	34,9	15	1
20	4	13	36,4	14	2
25	0	26	39,1	26	
25	1	20	37,8	21	5
25	3	18,5	35,6	21	5
25	4	15,5	36,6	16	10
30	0	31,5	38,6	32	
30	1	24	37,8	25,5	6,5
30	3	22,5	35	26	6
30	4	16	36,1	18,5	13,5
35	0	23,5	38,6	24	
35	1	15,5	37,7	16,5	7,5
35	3	15	35,2	17,5	6,5
35	4	9	36,5	10	14
40	0	17,5	38,7	18	
40	1	7,5	37,6	8	10
40	3	8,5	35,4	10	8
40	4	- 0,5	36,5	0,5	17,5

- (**) 0 sans contre-flexion
 1 WORB seul (3,1 t)
 3 BURB seul (10,1 t)
 4 WORB (3,1 t) + BURB (10,1 t)

FIGURE 2a : EFFICACITE DE LA CONTRE-FLEXION WORB 3,1 t
 WORB BENDING EFFICIENCY
 GEGENBIEGUNGSMIRKUNG

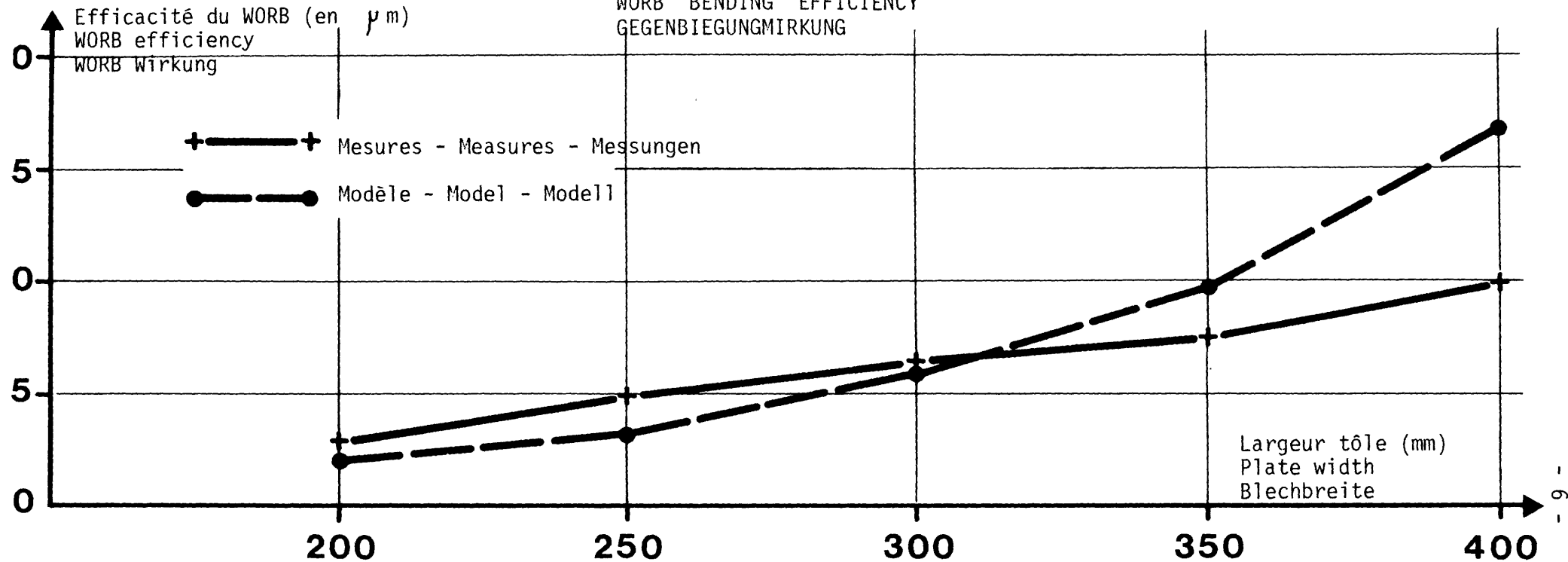
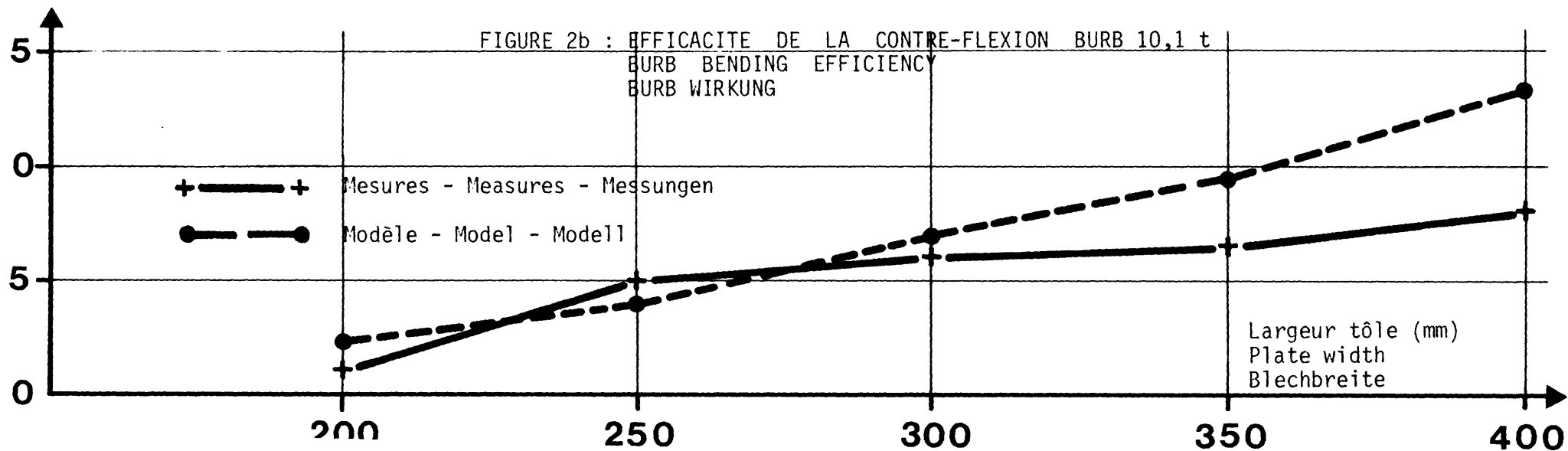


FIGURE 2b : EFFICACITE DE LA CONTRE-FLEXION BURB 10,1 t
 BURB BENDING EFFICIENCY
 BURB WIRKUNG



2.2. Essais de serrages statiques réalisés en usine

Les essais ont été effectués sur la cage quarto de la tôlerie des Forges et Aciéries de Dillingen décrite schématiquement sur la figure 3. Les dimensions caractéristiques lors des essais étaient les suivantes :

- largeur de table : 4300 mm
- entre axe des vis : 5700 mm
- cylindre de soutien (acier) : \varnothing 2120 mm
- cylindre de travail (fonte) : \varnothing 1095 mm
bombé 0,15 mm sur le diamètre.
- BURB : uniquement disponible pour l'instant sur la moitié supérieure. La force maximale est de 1500 t par côté et le bras de levier de 3 m ;
- WORB : il existe un dispositif d'équilibrage des cylindres appliquée entre les empoises des soutiens et travaux correspondant à un effort de 144 t par côté. Comme le poids des cylindres de travail avec empoise n'excède pas 40 t, on possède ainsi un dispositif WORB d'environ 124 t, mais dont la force ne peut être que nulle ou maximale.

Nous avons, en utilisant comme sur la maquette des tôles en alliage d'aluminium, effectué des empreintes des cylindres par serrage à une force d'environ 4000 t.

Ces empreintes ont été réalisées pour 4 largeurs de tôles (2000, 3000, 3500, 4000 mm) et dans les 4 cas suivants :

- sans BURB ni équilibrage,
- sans BURB avec équilibrage,
- 750 t BURB et équilibrage,
- 1500 t BURB et équilibrage.

Dans chacun de ces 16 cas, les empreintes ont été mesurées sur un banc de profil et comparées au profil initial de la tôle. L'ensemble des résultats bruts sont présentés sur le tableau II et les gains apportés par chacun des types de contre-flexion sur les tableaux III et IV.

...

FIGURE 3 : CHEMIN DES FORCES DANS LA CAGE
FORCE PATH IN THE STAND
KRAFTWEG IM GERÜST

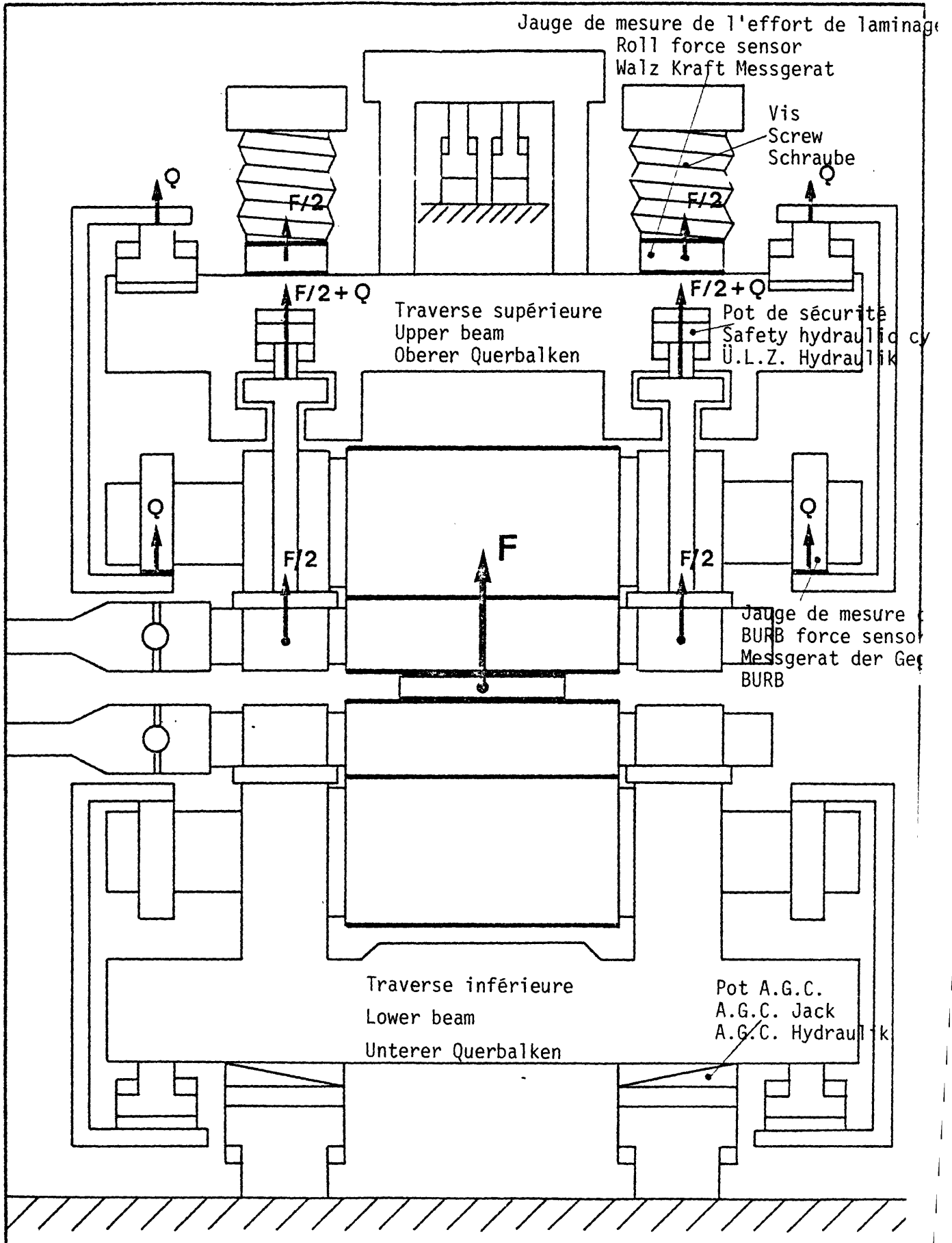
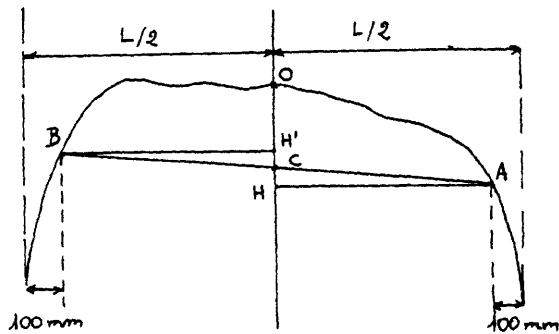


TABLEAU II

RESULTATS DES ESSAIS DE SERRAGE SUR TOLE D'ALUMINIUM



Représentation schématique des mesures effectuées

argeur mm	Empreinte*	OH	(μ)		OC	Bombé par rapport à l'empreinte à vide (μ)			Efficacité par rapport Q = 0 sans équilibrage		
			OH'			droit	gauche	moyen	droite	gauche	moyenne
2 000	0	+ 30	- 180		- 80						
	1	245	100		170	215	280	250			
	2	215	70		130	185	250	215	- 30	- 30	- 35
	3	185	30		100	155	210	180	- 60	- 70	- 70
	4	170	30		95	140	210	175	- 75	- 70	- 75
3 000	0	- 85	15		- 35						
	1	225	235		240	310	220	275			
	2	130	140		130	215	125	165	- 95	- 95	- 110
	3	200	150		175	285	135	210	- 25	- 85	- 65
	4	40	35		50	125	20	85	- 185	- 200	- 190
3 500	0	- 35	- 455		- 210						
	1	185	- 25		90	150	430	300			
	2	- 15	- 230		- 120	- 50	225	90	- 200	- 205	- 210
	3	- 55	- 260		- 155	- 90	195	55	- 240	- 235	- 245
	4	- 105	- 340		- 230	- 140	115	20	- 290	- 315	- 320
4 000	0	- 165	- 25		- 95						
	1	- 40	0		- 20	120	25	70			
	2	- 270	- 230		- 250	- 105	- 205	- 155	- 225	- 230	- 225
	3	- 340	- 320		- 330	- 175	- 295	- 235	- 295	- 305	- 320
	4	- 440	- 385		- 415	- 275	- 360	- 320	- 395	- 385	- 390

Empreinte : 0 : tôle avant serrage

1 : Q = 0 sans équilibrage

2 : Q = 0 avec équilibrage

3 : Q = 750 t

4 : Q = 1 500 t

TABLEAU III
EFFICACITE MESUREE DE L'EQUILIBRAGE

	<div>Largeur (mm) Δ bombé (μ)</div>	2000	3000	3500	4000
Mesures	OH	30	85	200	225
	OC	35	116	210	225
	OH'	30	95	205	230
	Moyenne	31,6	96,6	205	226,6
Modèle		48	134	201	289

TABLEAU IV
EFFICACITE MESUREE DU BURB
(3 m x 1500 t - côté supérieur)

	<div>Largeur (mm) Δ bombé (μ)</div>	2000	3000	3500	4000
Mesures	OH	45	100	90	170
	OC	40	80	110	165
	OH'	40	95	110	155
	Moyenne	41,6	91,6	103,3	163,3
Modèle		44	98	130	161

Ces efficacités sont représentées aux figures 4 et 5 en fonction de la largeur du produit et comparées à celles fournies par le modèle :

- la concordance entre les mesures et le calcul est excellente et confirme les résultats obtenus à échelle réduite ;
- ces efficacités pour une tôle de 4 m de largeur seraient alors les suivantes :
 - . WORB (2 x 124 t par côté) - .225 mm
 - . BURB (2 x 1500 t par côté) - .320 mm.

Nous avons, en outre, représenté sur les figures 4 à 12 la variation de profil apportée par les dispositifs de contre-flexion le long de la largeur de la tôle. On peut ainsi observer que pour une tôle de 4 m, l'action du WORB est surtout sensible dans les 500 mm avoisinant chaque rive puisque environ 50 % du gain de profil y est rassemblé. Cependant, cette action n'est malgré tout pas aussi localisée que certains auteurs l'avaient laissé supposer. Parallèlement, l'action du BURB est plus progressive puisque dans les mêmes conditions, 35 % environ du gain est reporté dans chacun des 500 mm voisins de la rive.

2.3. Vérifications en laminage

On a laminé sur la cage de Dilling deux séries de tôles identiques de formats suivants :

- série 1 : largeur 2600 mm, épaisseur 11 mm. La force de contre-flexion supérieure a varié entre 400 et 1200 t. L'équilibrage était conservé à sa valeur maximale ;
- série 2 : largeur 4000 mm, épaisseur 14,4 mm. La force de contre-flexion a varié à la dernière passe (toujours pour la moitié supérieure) entre 370 et 1270 t. L'équilibrage était toujours à sa valeur maximale.

Les bombés ont été relevés sur les tôles à froid après découpe des tôles mères. Les profils ont été mesurés en 5 points pour le schéma 1 et en 7 pour le schéma 2.

Les comparaisons entre les bombés mesurés pour le schéma 1 et les efforts de contre-flexion utilisés n'ont fait apparaître aucune différence significative. Ceci s'explique, bien évidemment par la faible largeur des tôles car le modèle fournit, pour une variation d'effort de BURB de 800 t sur le côté supérieur, une diminution du bombé de la génératrice active des cylindres de 0,03 mm. Compte tenu de la déformation secondaire, seul environ la moitié de ce gain, soit 0,015 mm, se retrouve sur la tôle, ce qui n'est pas décelable. Cet essai, négatif, confirme donc bien les résultats du modèle pour les tôles étroites.

...

FIGURE 4 : EFFICACITE DU WORB

WORB EFFICIENCY

WORB WIRKUNG

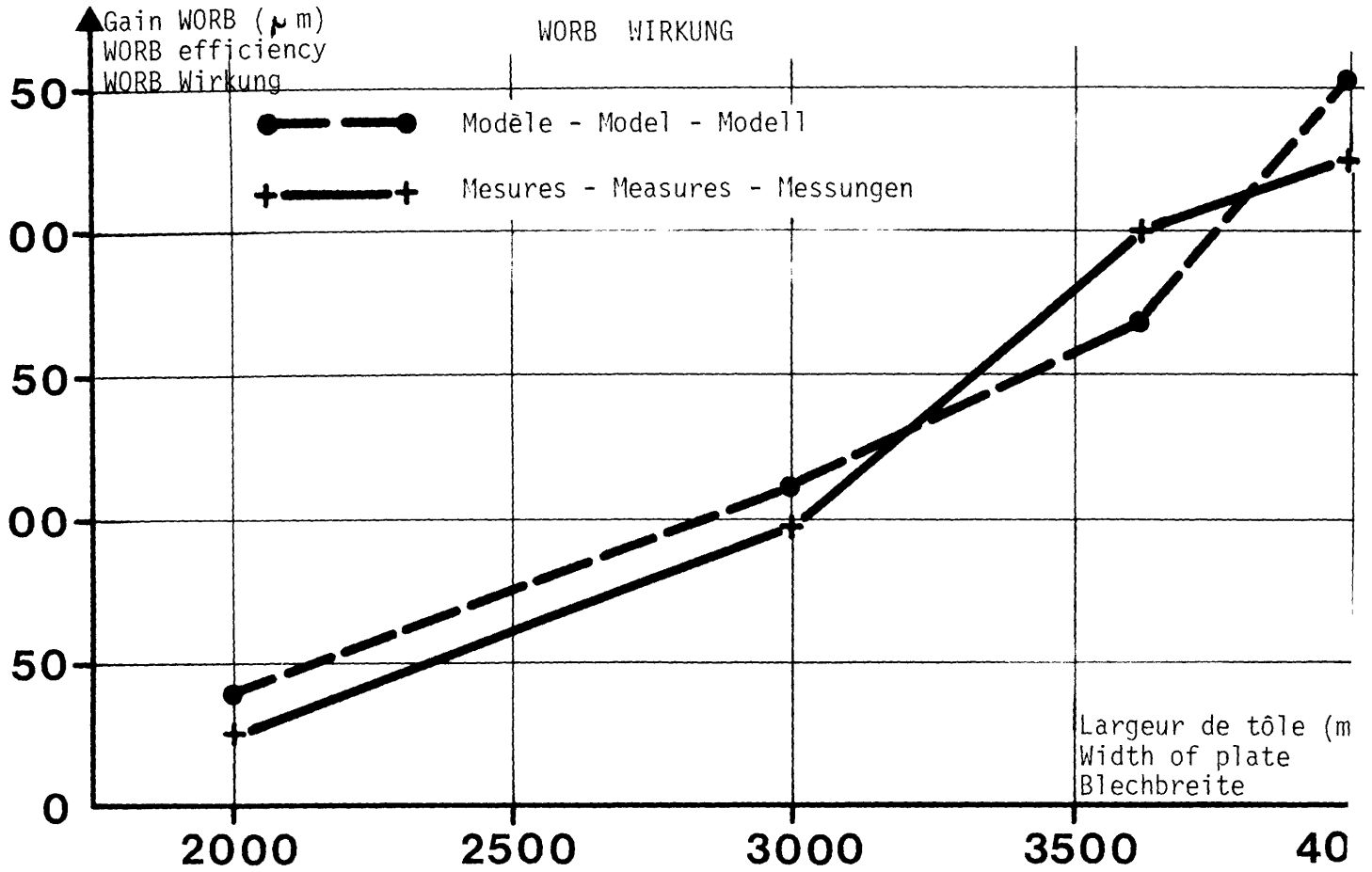


FIGURE 5 : EFFICACITE DU BURB

BURB EFFICIENCY

BURB WIRKUNG

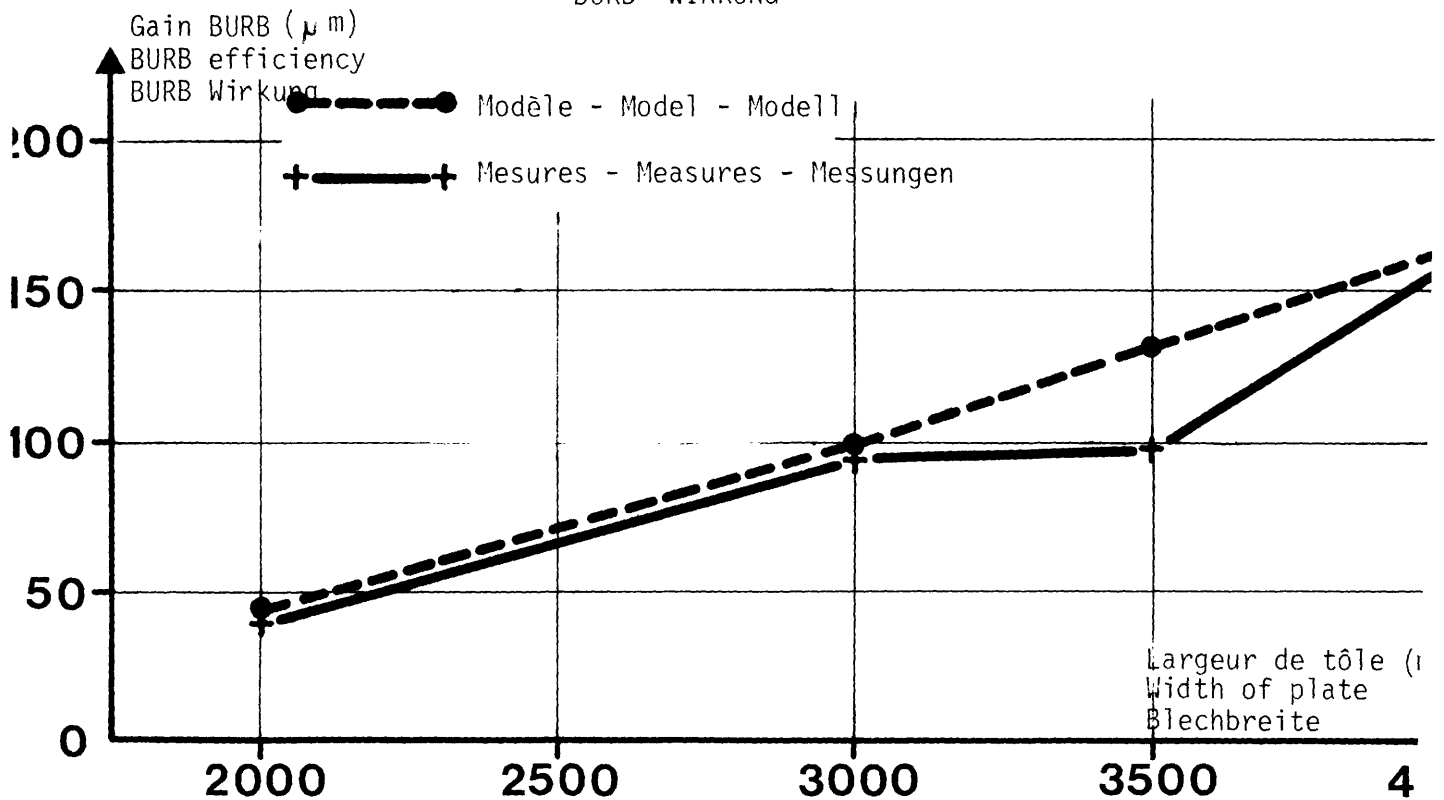


FIGURE 6 : VARIATION DU GAIN EN BOMBE OBTENU LE LONG
DE LA LARGEUR DE TOLE
CROWN VARIATION ACROSS THE PLATE
VERANDERUNG DES BALLIGKEITGEWINNS LANGS DER BLECHBREITE
LARGEUR - WIDTH - BREITE : 2000 mm

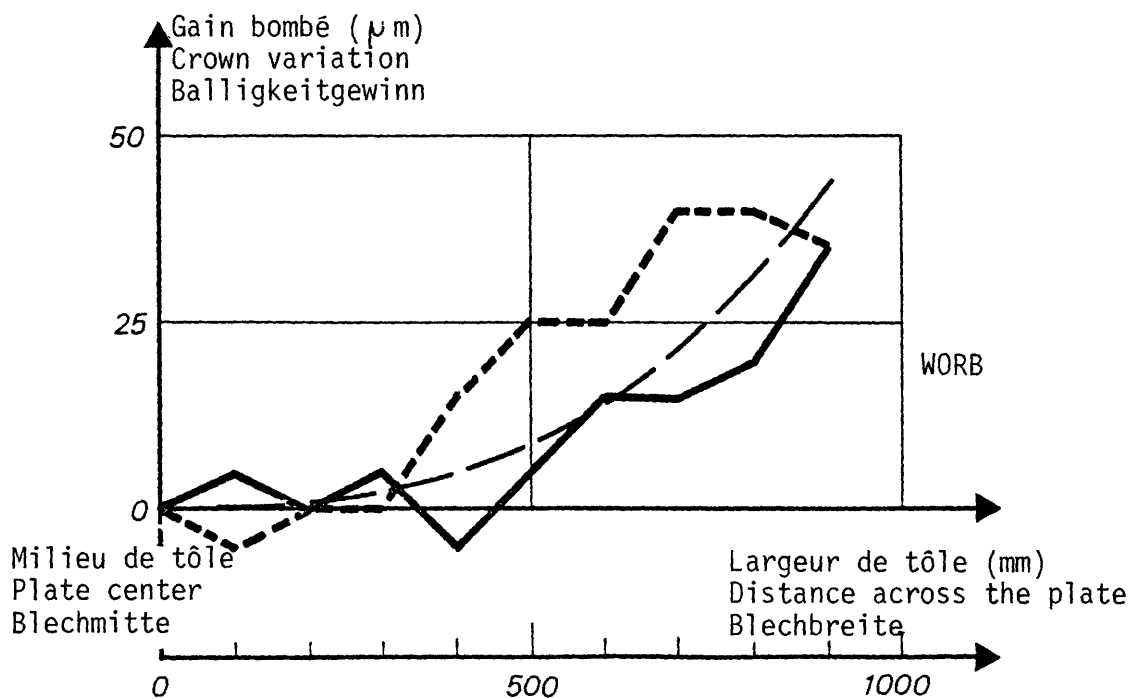
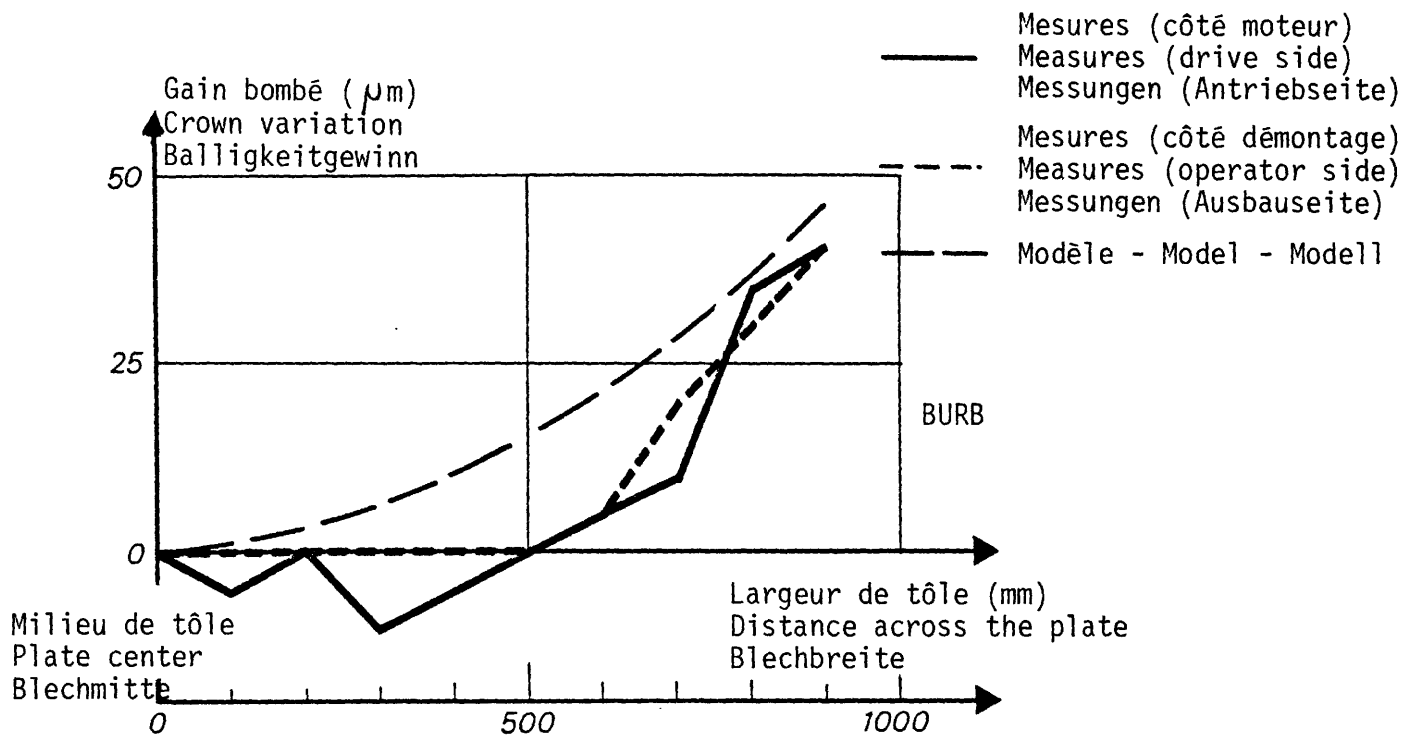


FIGURE 7 : VARIATION EN BOMBE DU A L'EQUILIBRAGE LE LONG
DE LA LARGEUR DE TOLE

CROWN VARIATION DUE TO ROLL BALANCE ACROSS THE PLATE

VERÄNDERUNG DES WORBALIGKEITGEWINNS LANGS DER BLECHBREITE

LARGEUR - WIDTH - BREITE : 3000 mm

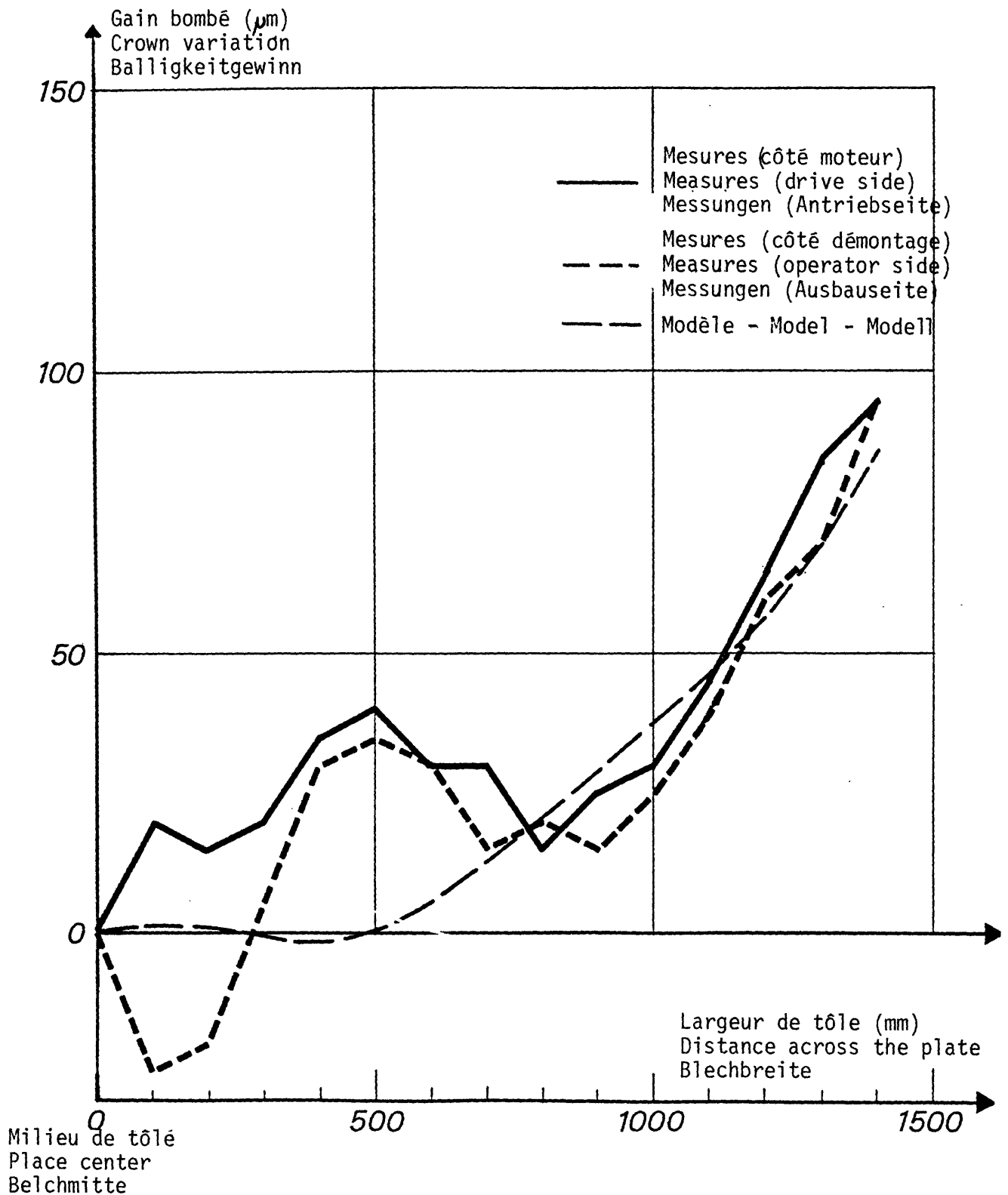


FIGURE 8 : VARIATION DU GAIN EN BOMBE DU AU BURB LE LONG
DE LA LARGEUR DE TOLE

CROWN VARIATION DUE TO BURB ACROSS THE PLATE

VERÄNDERUNG DES BURB BALLIGKEITGEWINNS LANGS DER BLECHBREITE

LARGEUR - WIDTH - BREITE : 3000 mm

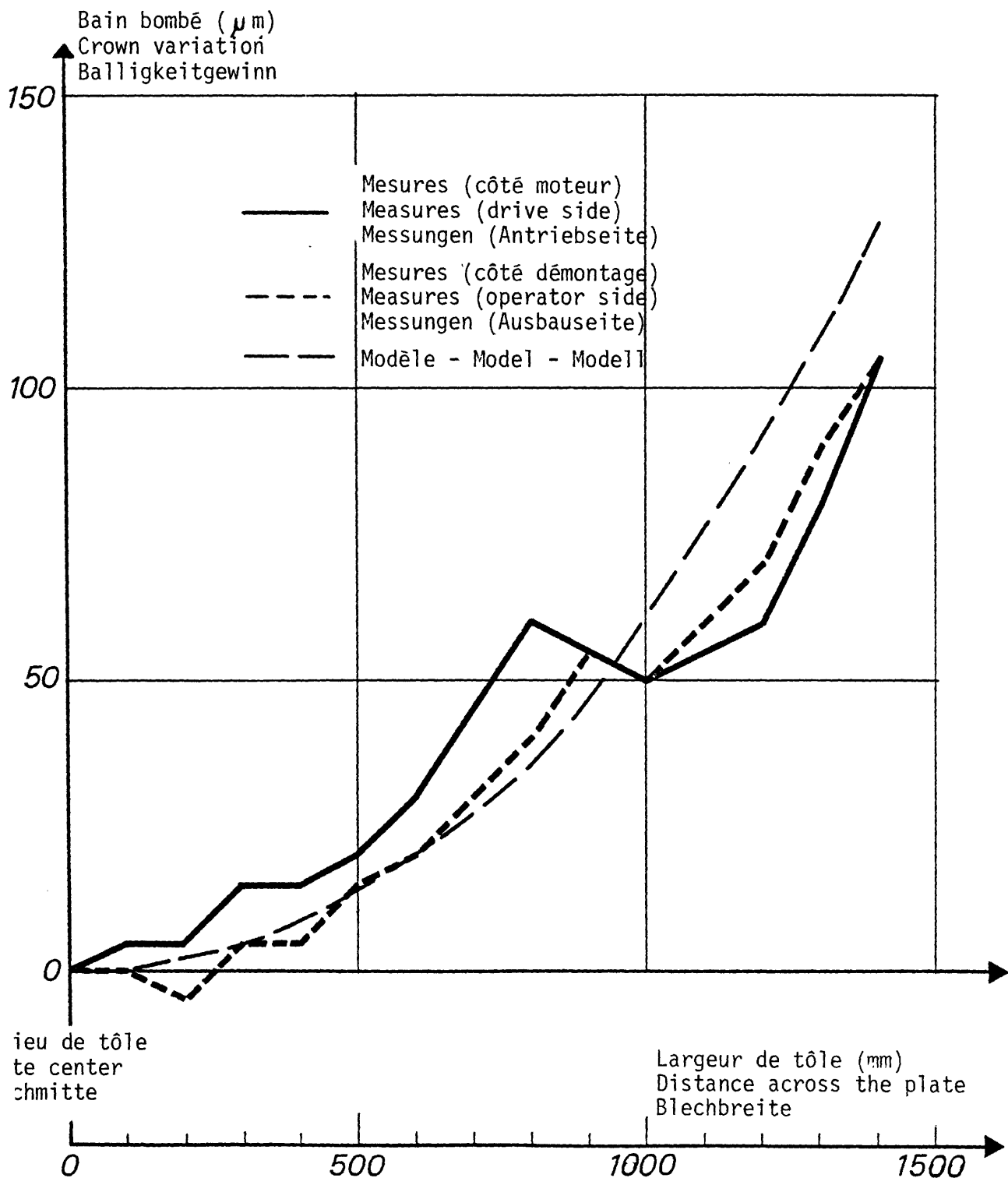


FIGURE 9 : VARIATION DU GAIN EN BOMBE DU A L'EQUILIBRAGE
LE LONG DE LA LARGEUR DE TOLE

CROWN VARIATION DUE TO ROLL BALANCE ACROSS THE PLATE

VERÄNDERUNG DES WORBBALLIGKEITGEWINNS LANGS DER BLECHBREITE

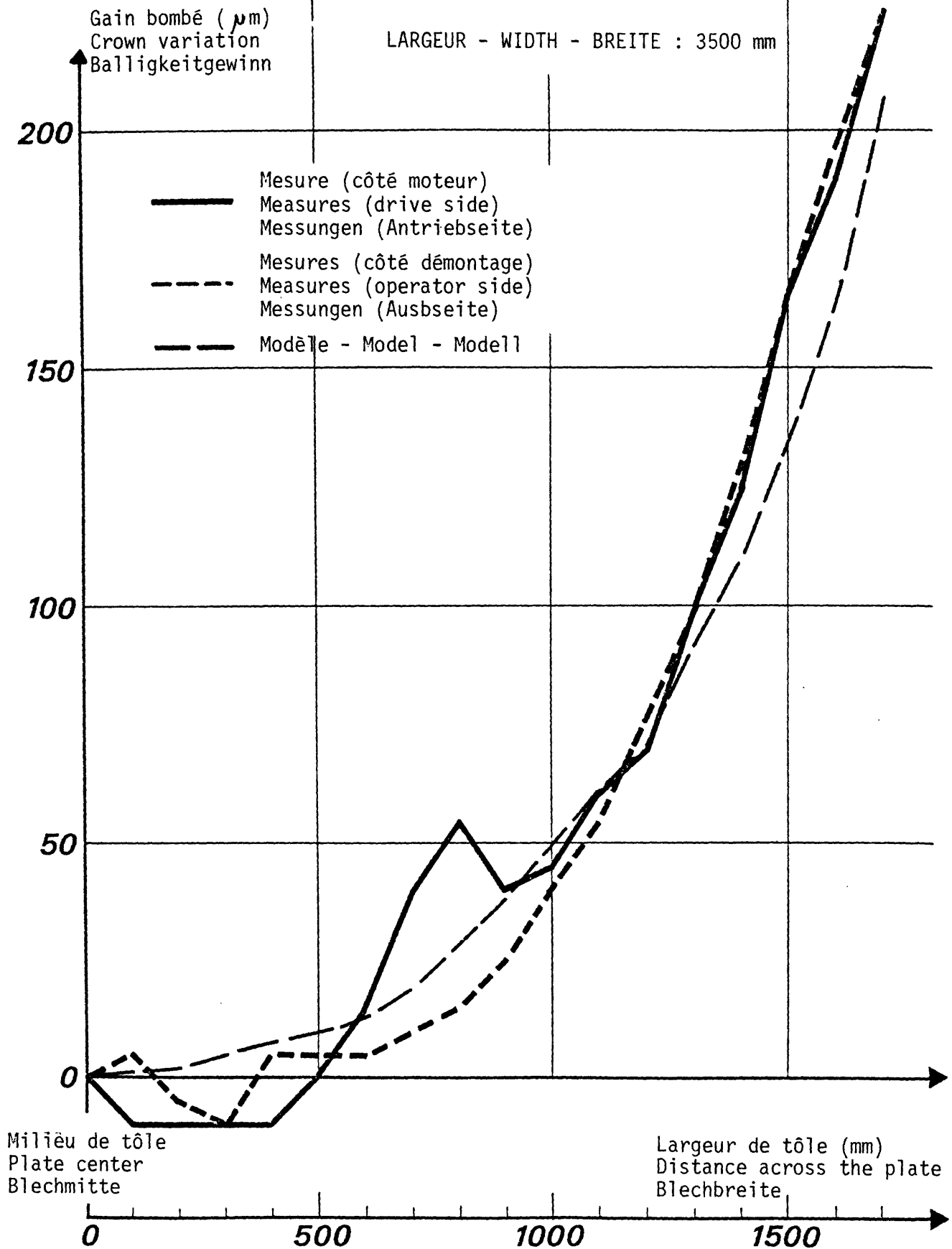


FIGURE 10 : VARIATION DU GAIN EN BOMBE DU AU BURB LE LONG DE LA LARGEUR DE TOLE
CROWN VARIATION DUE TO BURB ACROSS THE PLATE
VERANDERUNG DES BURB BALLIGKEITGEWINNS LANGS DER BLECHBREITE
LARGEUR - WIDTH - BREITE : 3500 mm

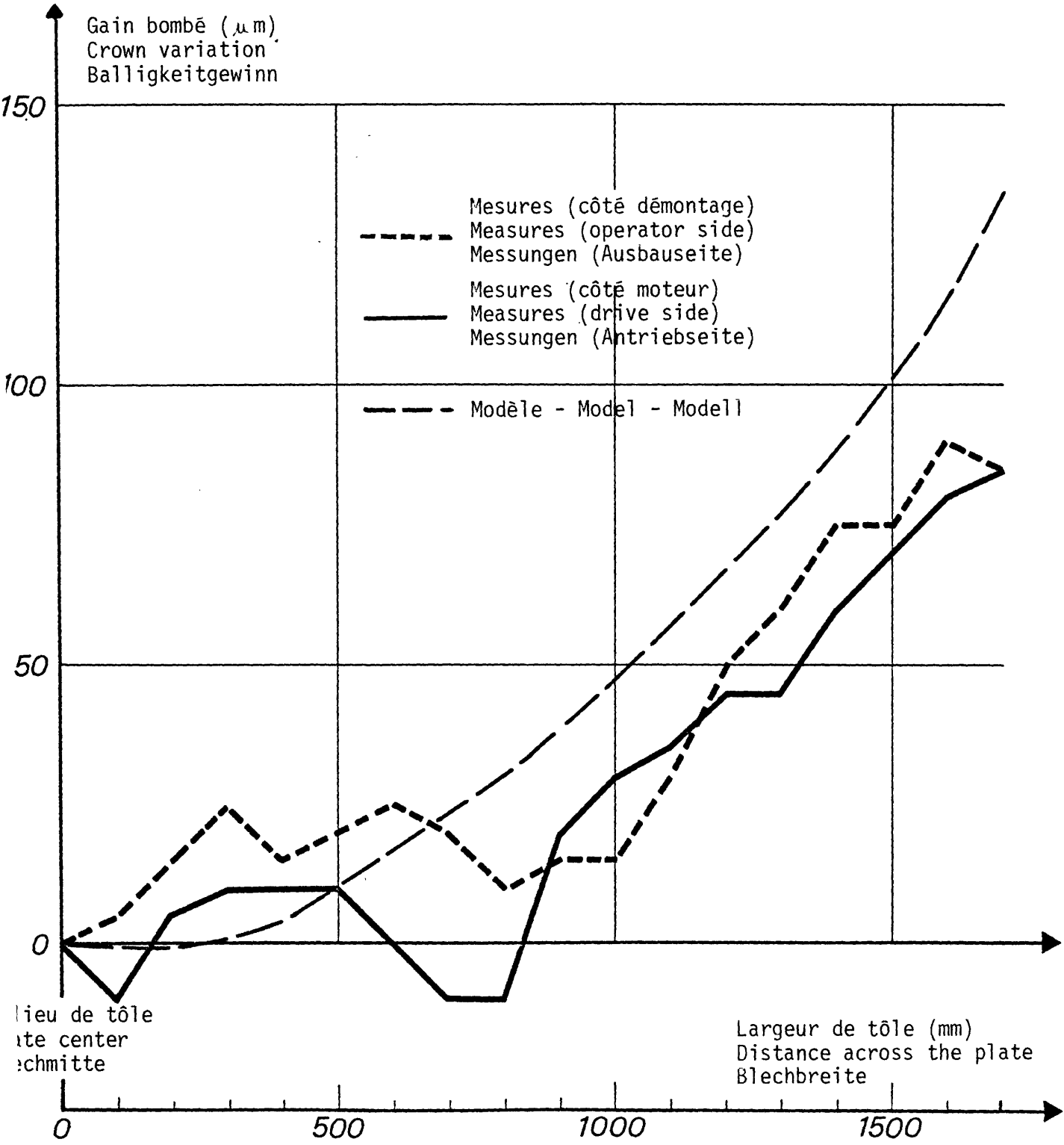


FIGURE 11 : VARIATION DU GAIN EN BOMBE DU A L'EQUILIBRAGE LE LONG
DE LA LARGEUR DE TOLE

CROWN VARIATION DUE TO ROLL BALANCE ACROSS THE PLATE

VERÄNDERUNG DES WORB BALLIGKEITGEWINNS LANGS DER BLECHBREITE

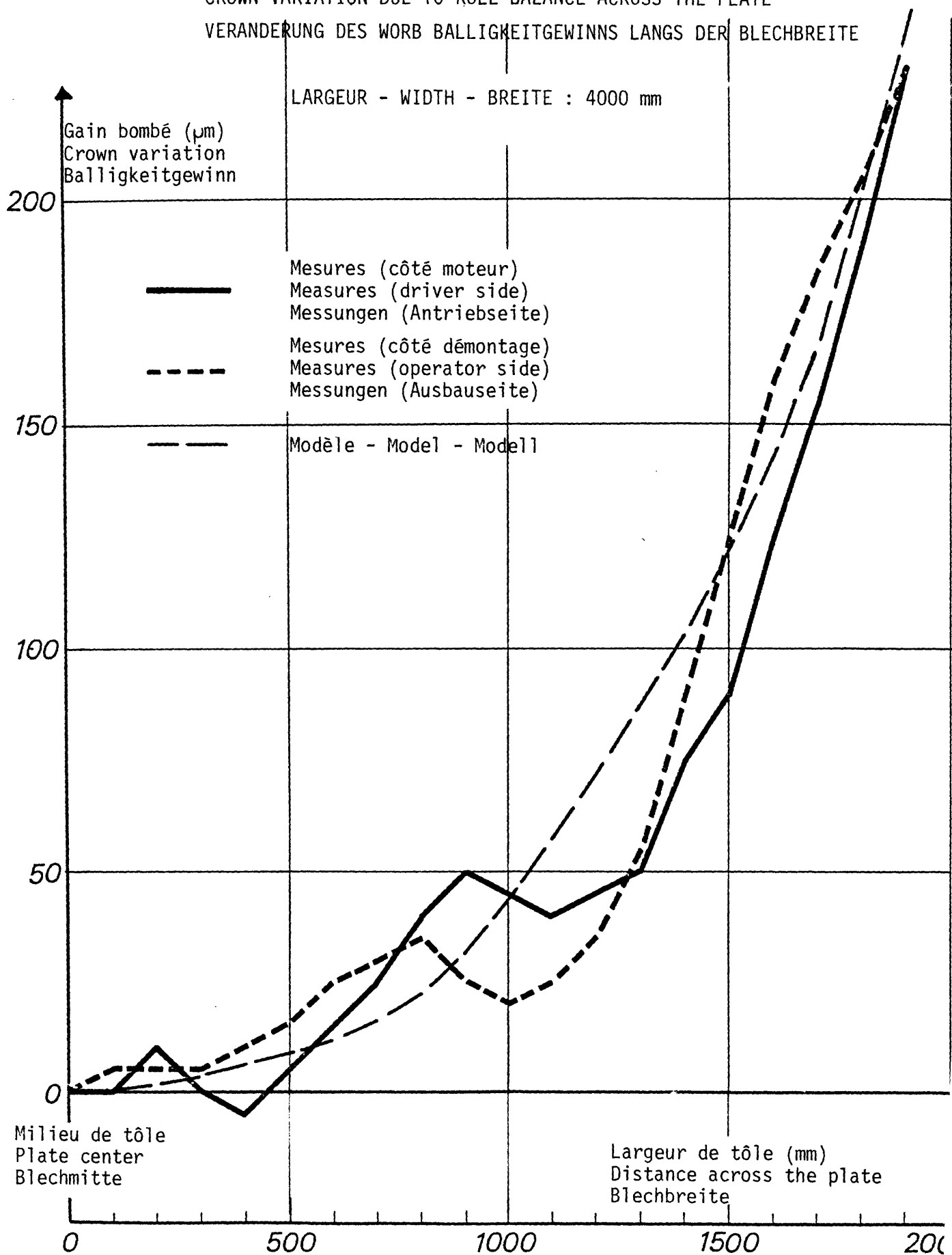
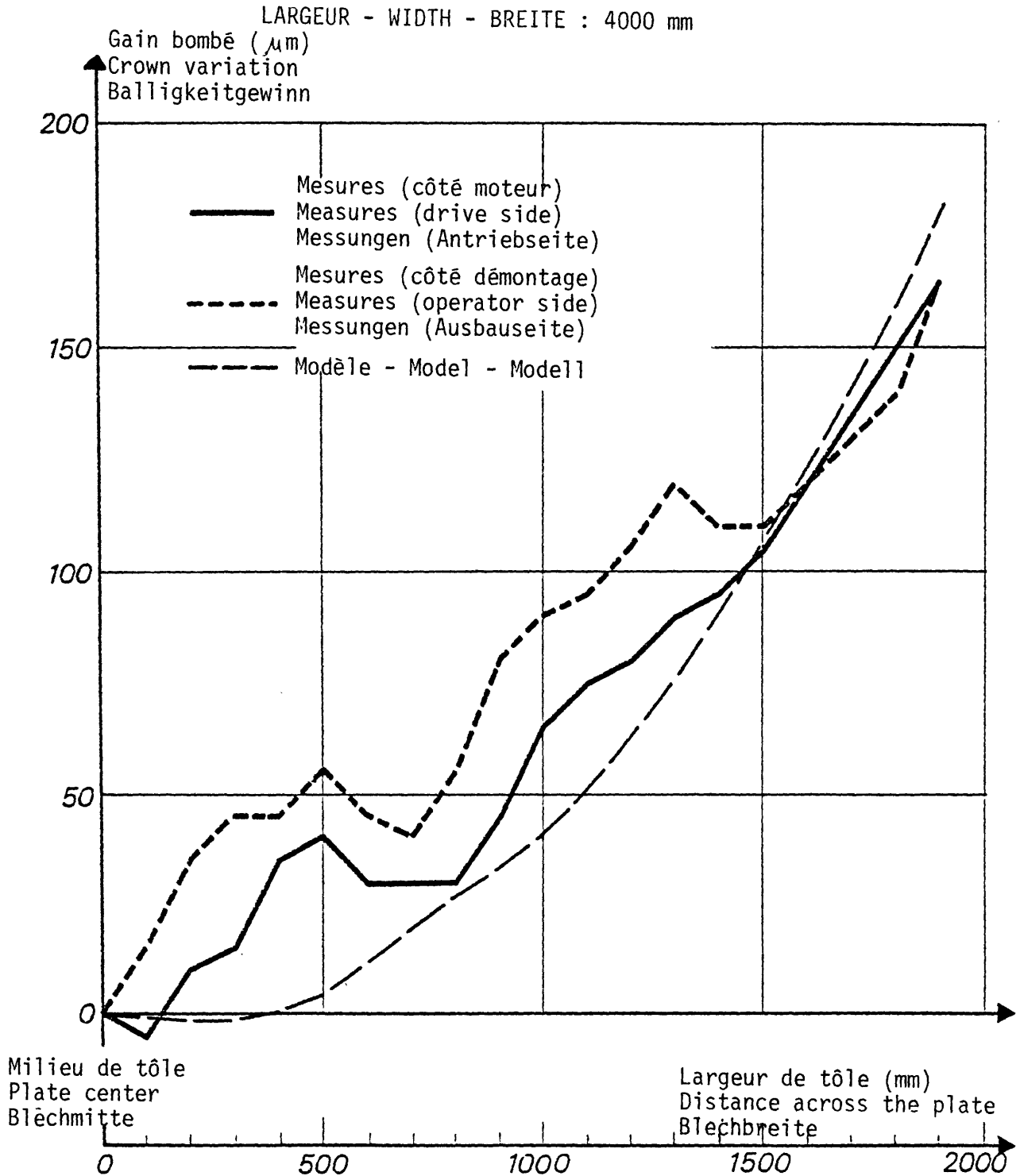


FIGURE 12 : VARIATION DU GAIN EN BOMBE DU AU BURB LE LONG
DE LA LARGEUR DE TOLE

CROWN VARIATION DUE TO BURB ACROSS THE PLATE

VERÄNDERUNG DES BURB BALLIGLEITGEWINNS LANGS
DER BLECHBREITE



Nous avons reporté sur la figure 13 et pour le schéma de laminage 2, la variation du bombé mesuré en fonction de la force à la dernière passe pour trois efforts de BURB. On voit bien que la contre-flexion diminue le bombé des tôles, mais l'importance de la dispersion bombé mesuré - force dernière passe rend difficile une évaluation quantitative. Ceci provient de la déformation secondaire de la tôle liée aux problèmes de la planéité.

Si nous prenons en compte les hypothèses suivantes en admettant qu'à chaque passe la tôle est plane :

$$- \frac{b^+}{H^+} = \frac{1}{2} \left(\frac{b'}{H^+} + \frac{b^-}{H^-} \right)$$

où b^- bombé de la tôle avant passe
 b^+ bombé de la tôle après passe
 b' bombé de la génératrice active des cylindres
 H^- épaisseur d'entrée de la tôle
 H^+ épaisseur de sortie de la tôle ;

- la relation entre le bombé de l'emprise et la force de laminage est du type :

$$b' = \alpha b_{cyl} - b_{eq} + AF - BQ$$

où α , , A, B coefficients fonctions de la largeur de tôle
 F force de laminage
 Q force de contre-flexion BURB
 b_{cyl} bombé réel des cylindres sur la largeur de tôle
 b_{eq} efficacité du dispositif d'équilibrage.

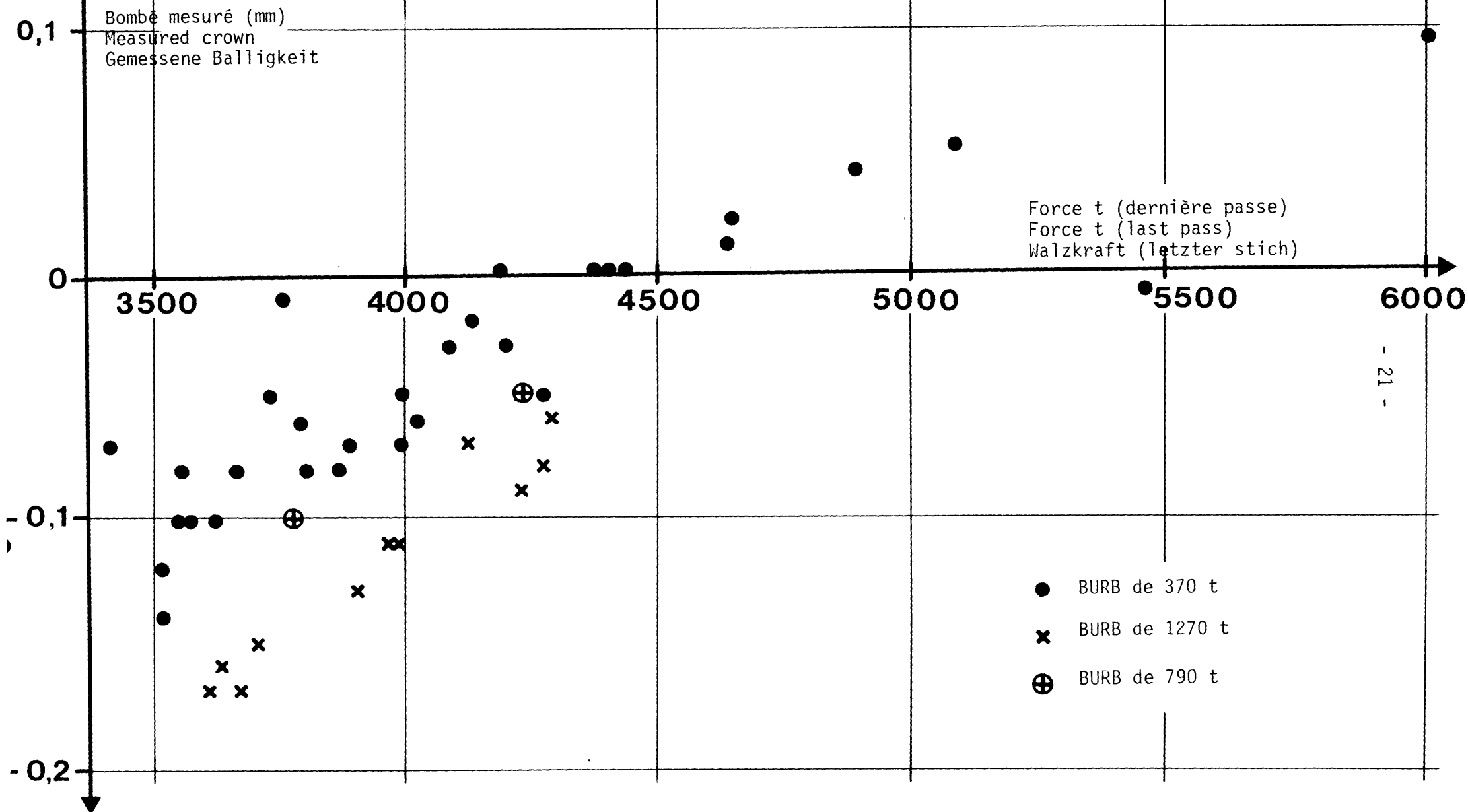
On obtient alors l'équation suivante :

$$b = (\alpha b_{cyl} - b_{eq}) \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{2} \right)^{n-i+1} \frac{H_n}{H_i} + A \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{2} \right)^{n-i+1} \frac{H_n}{H_i} F_i - B \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{2} \right)^{n-i+1} \frac{H_n}{H_i} Q_i$$

où b bombé final de la tôle
 H_i épaisseur de la tôle après la passe i
 F_i force de laminage à la passe i
 Q_i force de contre-flexion BURB à la passe i.

...

VARIATION OF MEASURED CROWN WITH LAST PASS FORCE
 VERÄNDERUNG DER GEMESSENEN BALLIGKEIT MIT WALZKRAFT DES LETZEN STICH



Pour les tôles laminées avec le même schéma d'épaisseur et avec une force de BURB identique pour les (n-1) premières passes, il vient :

$$b = K + AF^{**} - \frac{B}{2} Q_n \quad \text{où} \quad F^{**} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{2} \right)^{n-i+1} \frac{H_n}{H_i} F_i$$

Nous avons recalculé pour chaque tôle la force équivalente F^{**} ainsi définie et reporté les valeurs du bombé mesuré en fonction de F^{**} . L'examen de la figure 14 qui regroupe les mêmes points que la figure 13 fait apparaître cette fois une bonne liaison, à contre-flexion égale, entre bombé et force. On met ainsi en évidence une corrélation de la forme :

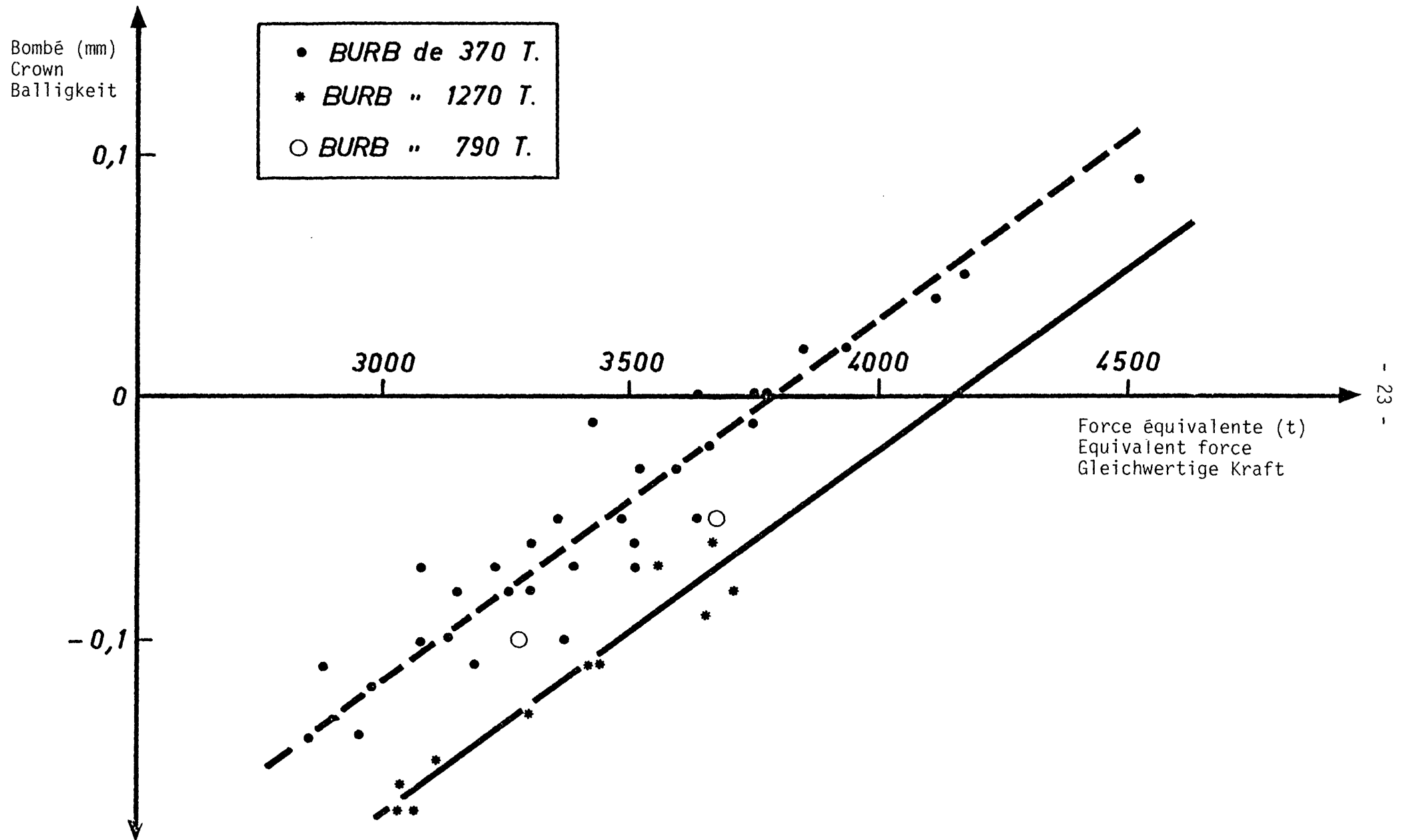
$$b = \frac{F^{**}}{6700} - 0,566 \quad \text{avec 370 t de BURB}$$

$$b = \frac{F^{**}}{6700} - 0,619 \quad \text{avec 1270 t de BURB}$$

L'écart entre les deux cas correspond à un gain de 5,3/100ème apporté par l'application d'un supplément de BURB de 900 t à la dernière passe. Compte tenu des hypothèses de déformation secondaire, ceci correspond à une diminution du bombé de la génératrice active des cylindres de 0,106 mm pour 900 t de BURB sur l'équipement supérieur. Dans les mêmes conditions, l'effet, calculé par le modèle, donne un gain de 0,098 mm qui correspond parfaitement aux mesures. On enregistrerait donc un gain maximal de 0,176 mm pour l'effort maximal de 1500 t sur le BURB supérieur, valeur qui confirme globalement les observations effectuées lors du serrage de tôles d'aluminium où le résultat mesuré était de 0,163 mm.

VARIATION OF CROWN ACCORDING TO EQUIVALENT FORCE

VERÄNDERUNG DER GEMESSENEN BALLIGKEIT IN ABHÄNGIGKEIT VON DER GLEICHWERTIGEN KRAFT



3. STRATEGIE DE REGLAGE

3.1. Influence de la contre-flexion sur le cédage de la cage

Comme représentée sur la figure 3, la force de contre-flexion du type BURB est appliquée par l'intermédiaire d'un étrier prenant appui sur la traverse supérieure qui est solidaire des empoises des cylindres de soutien. Le chemin de l'effort de contre-flexion est différent de celui du laminage et il convient donc, pour l'obtention d'une détermination correcte du cédage, de prendre en compte l'influence du BURB sur la déformation élastique de la cage.

Nous avons donc réalisé 4 essais de serrage à vide pour des efforts variant entre 0 et 4000 t et les forces de contre-flexion (moitié supérieure) de 0, 500, 1100 et 1400 t. Le relevé des forces de laminage et de la position des vérins du serrage hydraulique permet la détermination des courbes de cédage (figure 15). Ces courbes ont été identifiées par une formule du type :

$$\text{cédage} = \frac{F}{A_1} + A_2 (1 - e^{-A_3 F}) + A_4$$

où

- A_1 représente le module de cédage aux grandes forces
- A_2 le rattrapage des jeux mécaniques
- A_3 caractérise la manière de rattraper ces jeux
- A_4 abscisse à l'origine
- F force de serrage.

Les coefficients identifiés par essai sont reportés sur le tableau V.

...

FIGURE 15 : SERRAGES A DIFFERENTES FORCES DE CONTRE-FLEXION BURB

SCREWING DOWN UNDER DIFFEREND BURB FORCES

DRUCKE MIT VERSCHIEDENEN BURB DEGENBIRGUNG KRAFTE

Force (t)
Force
Kraft

X Mesures - Measures - Messungen

— Régression - Regression - Regression

1 BURB = 0

2 BURB = 100 t

3 BURB = 1100 t

4 BURB = 1400 t

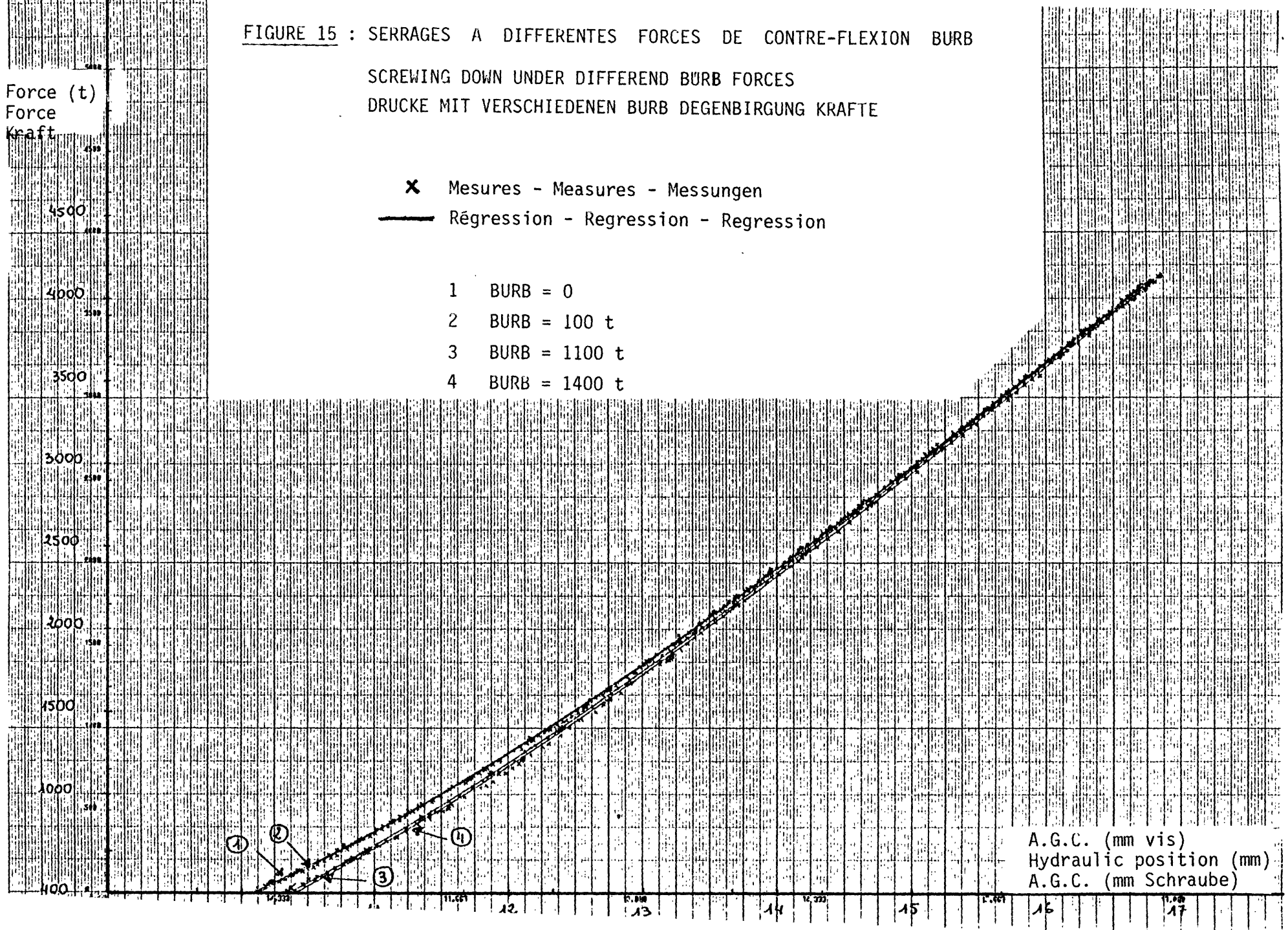


TABLEAU V

EVOLUTION DES PARAMETRES DE CEDAGE AVEC LA CONTRE-FLEXION

Force BURB (t)	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄
0	659	1,066	- 0,0010	10,09
100	659	1,043	- 0,0100	10,12
1100	659	0,816	- 0,0010	10,35
1400	658	0,795	- 0,0010	10,40

On constate que :

- le module de cédage total de la cage (A₁) est indépendant de l'effort de contre-flexion ;
- la manière de rattraper ces jeux est constante (A₃) ;
- la valeur de rattrapage de jeux est fonction de la contre-flexion utilisée, car une partie de la cage est déjà en contrainte (paliers, empoises, pots de sécurité) ;
- la position des cylindres à vide, représentée par A₄, varie en fonction de la force de contre-flexion par suite du cambrage du centre des cylindres et de la dilatation de la cage.

Dans le cas présent (hauteur d'huile dans le pot = 40 mm), on remarque que la somme A₁ + A₄ est sensiblement constante, c'est-à-dire que les courbes de cédage se rejoignent pour les forces importantes. La différence n'est alors sensible que sur la partie de rattrapage des jeux.

En fait, dans l'absolu, il est nécessaire de prendre en compte la hauteur d'huile du pot et on aboutit à la formule suivante :

$$céd = \frac{F}{A_1} + (A_2 + A_5 e^{A_3 Q}) (1 - e^{A_3 F}) + \frac{Q}{M_1}$$

- où
- Q effort total de contre-flexion
 - A₂ constante de jeu hors pot de sécurité
 - A₅ fonction niveau huile
 - A₃ - 0,001
 - M₁ module de cédage du BURB fonction des dimensions des cylindres et du contenu du pot.

...

3.2. Calcul d'un schéma de laminage avec contre-flexion

Sur une cage classique, une passe de laminage est déterminée par le choix de deux paramètres : épaisseur moyenne du produit après la passe (\bar{H}^+) et vitesse de rotation des cylindres (Ω).

Sur une cage équipée d'un dispositif de contre-flexion, nous avons un paramètre de commande supplémentaire qui est la force de contre-flexion (Q). Le vecteur (\bar{H}^+ , Ω , Q) est appelé vecteur de commande de la cage.

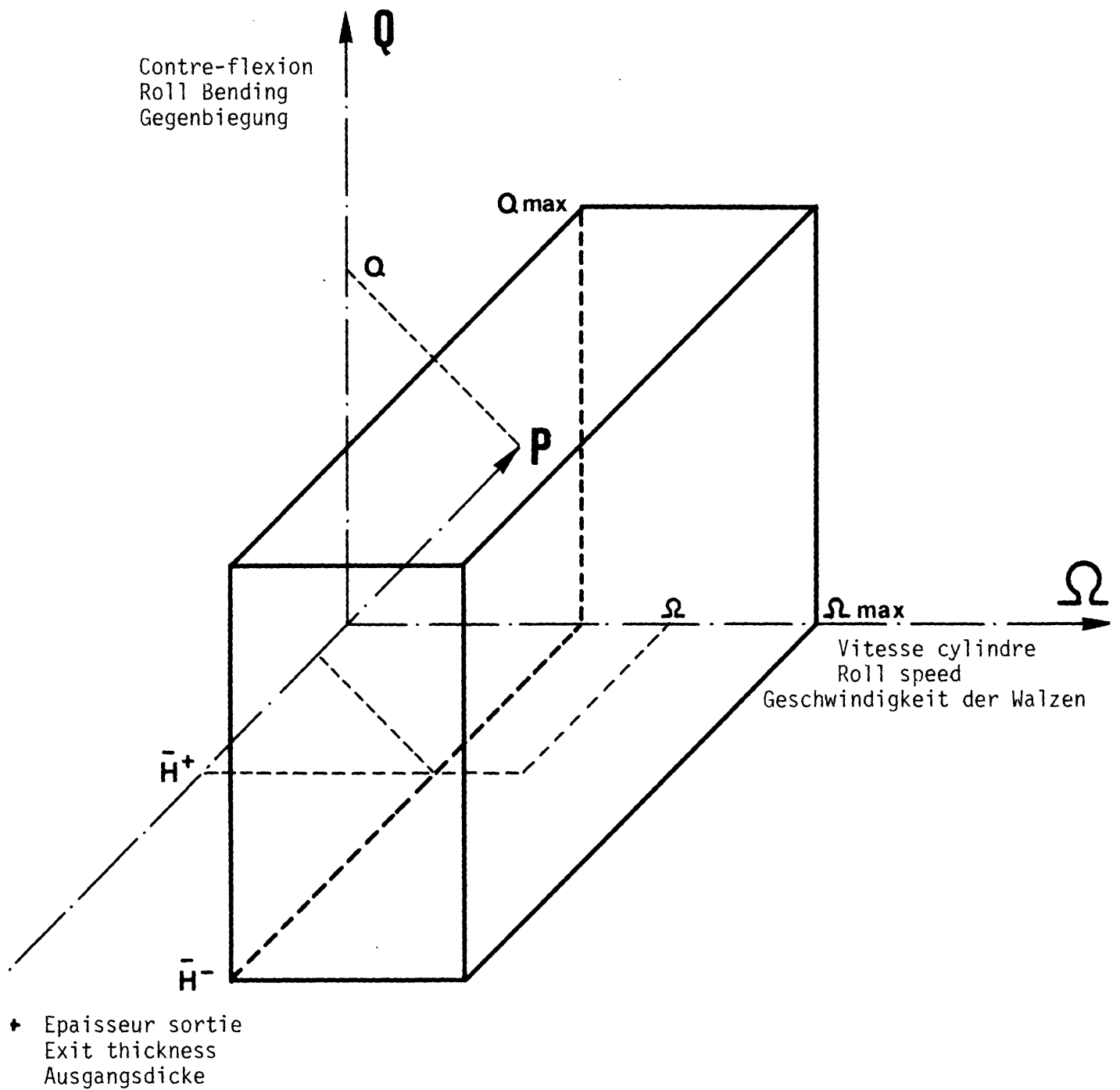
Un schéma de laminage est une suite de vecteurs de commande de l'outil amenant le produit de l'état initial à l'état final visé.

3.2.1. Calcul d'une passe optimale

3.2.1.1. Domaine utilisable

Pour un produit d'état physique donné, le point de fonctionnement P d'une passe de laminage possible peut être représenté dans le repère : épaisseur de sortie, vitesse des cylindres, force de contre-flexion (figure 16).

FIGURE 16 : REPRESENTATION D'UNE PASSE DE LAMINAGE
ROLLING PASS REPRESENTATION
WALZSTICHVORSTELLUNG



Les différentes contraintes (rassemblées dans le tableau VI) imposées au laminage par les limites mécaniques et électriques de l'outil, d'une part, et les exigences souhaitées quant à l'état du produit de l'autre, se traduisent chacune dans l'espace (H^+, Ω, Q) par une surface le partageant en une partie où la contrainte considérée est respectée et une autre où elle ne l'est pas.

Toutes ces contraintes déterminent donc un domaine utilisable renfermant toutes les passes réalisables respectant l'ensemble des contraintes. Ce domaine peut éventuellement être vide. Dans ce cas, il est redéfini en éliminant les contraintes non indispensables à la sécurité de l'outil. Si le domaine est encore vide, aucune passe n'est possible.

Sur les figures 17a et 17b, nous avons représenté les 4 principales contraintes (force maximale, intensité maximale, planéité rive et axe) dans le repère (F, Q) pour les 2 vitesses de laminage **extrême**. On remarque bien que seule la contrainte correspondant à l'intensité maximale dépend de la vitesse de laminage.

3.2.1.2. Critère d'optimisation

La passe que nous choisissons, parmi celles dont les points représentatifs sont contenus dans le domaine utilisable, répond aux critères suivants :

- a) déformation maximale,
- b) vitesse de déformation maximale,
- c) cambrage minimal.

L'influence de chacune de ces trois conditions sur la productivité de la cage peut être évaluée. C'est la première condition qui augmente le plus la productivité de l'outil. Les critères d'optimisation choisis ont donc été hiérarchisés. A déformation maximale choisie, interviennent ensuite les critères b et c.

La condition b améliore aussi, mais, dans une moindre mesure, la productivité de la cage. Nous essayons donc de la satisfaire avant la condition c dont l'influence ne se fait sentir que pour la passe suivante. En effet, un cambrage minimal entraînera un bombé maximal de la tôle à la sortie de l'emprise et élargira le domaine limité par la condition de planéité rives aux passes suivantes, permettant ainsi des déformations ultérieures plus importantes. Un autre concept entre en jeu à ce niveau, car utiliser un minimum de cambrage permet de diminuer l'usure de l'outil (cylindres, paliers ...).

...

TABLEAU VI

LISTE DES CONTRAINTES PRINCIPALES DE LAMINAGE

Contrainte	Expression analytique	dépend de :			Représentation dans (\bar{H}^+ , Ω , Q)
		\bar{H}^+	Ω	Q	
Force maximale	$F + Q \leq F_{MAX}$	oui	négligé	oui	cylindre de génératrice parallèle à Ω
Couple maximal	$C \leq C_{MAX}$	oui	négligé	non	plan perpendiculaire à \bar{H}^+
Domaine d'utilisation de la contre-flexion	$0 \leq Q \leq Q_{MAX}$	non	non	oui	plan perpendiculaire à Q
Domaine d'utilisation de la vitesse des cylindres	$\Omega_{base} \leq \Omega \leq \Omega_{MAX}$	non	oui	non	plan perpendiculaire à Ω
Intensité maximale	$I \leq I_{MAX}$	oui	oui	non	cylindre de génératrice parallèle à Q
Limite d'engagement	$\bar{H}^- - Vis \leq L.E.$	oui	négligé	négligé	plan perpendiculaire à \bar{H}^+
Planéité des faces principales	1) $\frac{b'}{\bar{H}^+} \leq (\frac{b'}{\bar{H}^+})_{rives}$ 2) $\frac{b'}{\bar{H}^+} \leq (\frac{b'}{\bar{H}^+})_{axe}$	oui	négligé	oui	cylindre de génératrice parallèle à Ω
Planéité des faces latérales	$\frac{L}{\bar{H}^-} > (\frac{L}{\bar{H}^-})_{lim}$	oui	négligé	non	plan perpendiculaire à \bar{H}^+
Rectangularité du périmètre		oui	oui	non	cylindre de génératrice parallèle à Ω

FIGURE 17 a

PLAN DE CONTRAINTE FORCE - CONTRE-FLEXION POUR LA VITESSE MAXIMALE
DES CYLINDRES.

STRESSES FORCE - BENDING FOR MAXIMUM ROLL SPEED

WALZKRAFT - GEGENBIEGUNG DEHNUNGSPLAN FUR MAXIMALE WALZENGESCHWINDIGKEIT.

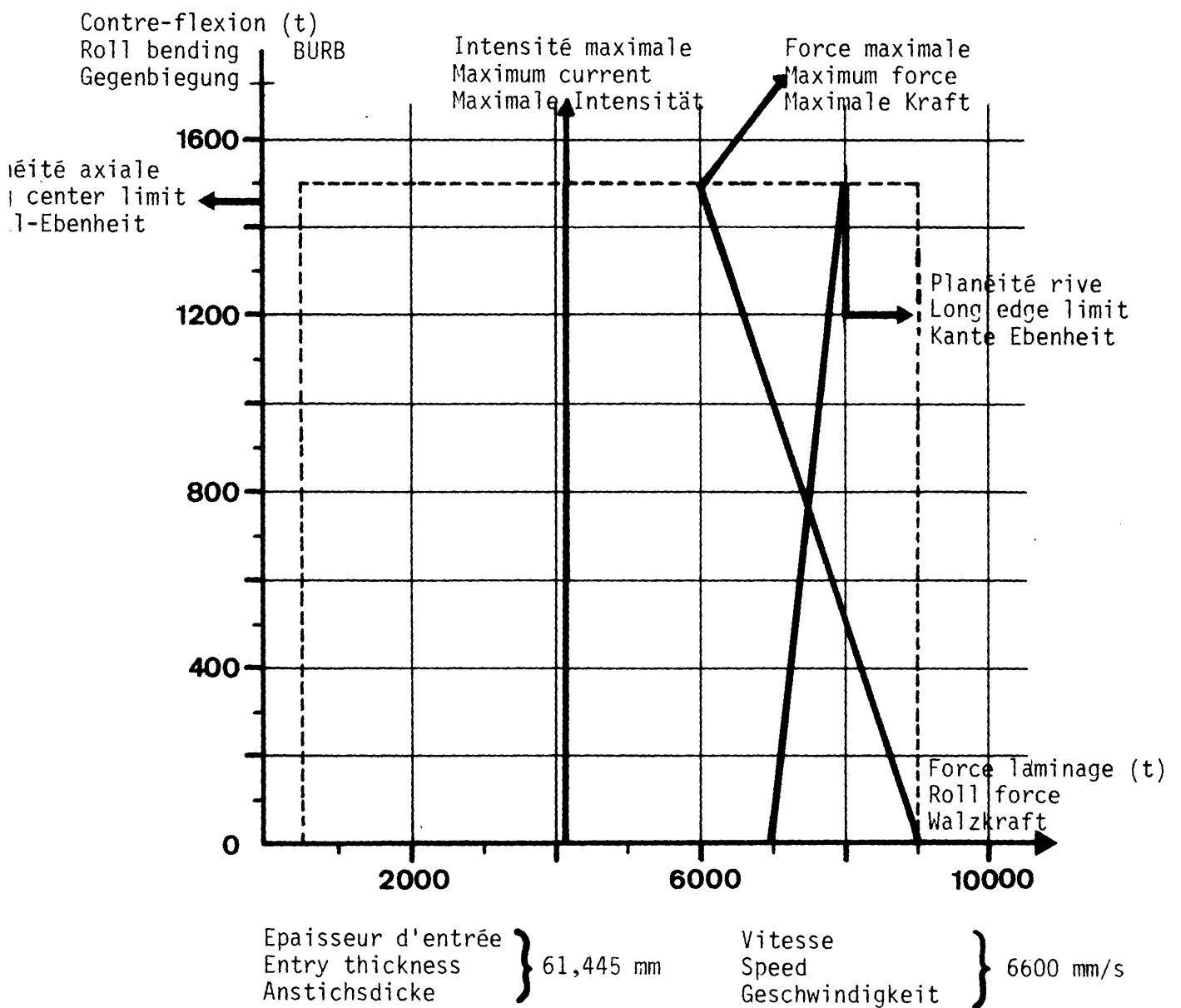
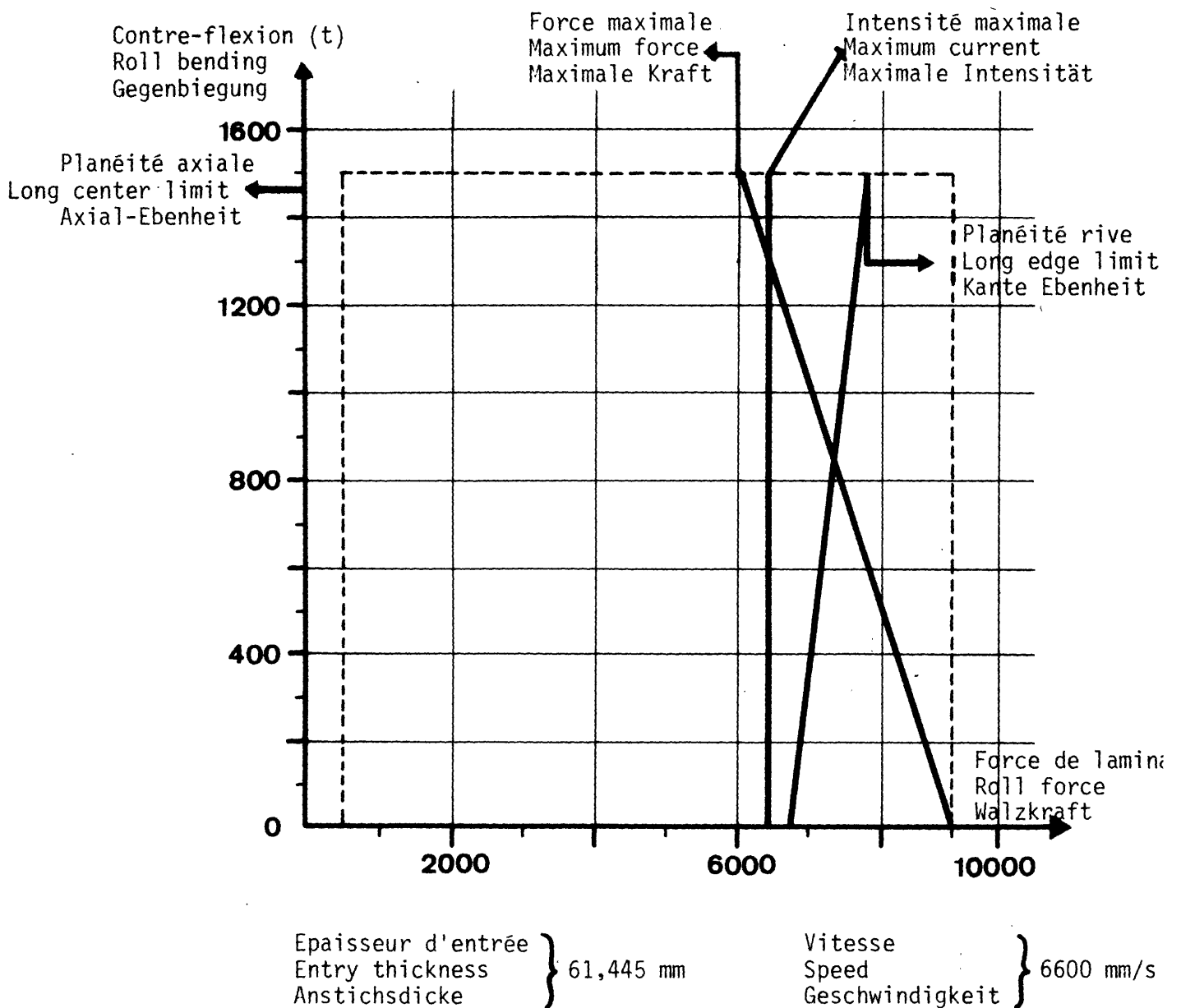


FIGURE 17 b

PLAN DES CONTRAINTES FORCE - CONTRE-FLEXION POUR LA VITESSE
MINIMALE DES CYLINDRES.

STRESSES FORCES - BENDING FOR MINIMUM ROLL SPEED.

WALZKRAFT - GEGENBIEGUNG DEHNUNGSPLAN FÜR MINIMALE WALZENGESCHWINDIGKEIT.



Exemple : considérons par exemple le domaine représenté sur les figures 17 a et 17 b.

Nous constatons que la contrainte la plus restrictive à la vitesse de base (figure 17b) quant à la force de laminage est l'intensité pour une force de contre-flexion inférieure à 1250 t et la force maximale pour une force de contre-flexion supérieure.

Nous fixons les deux conditions b et c à leur minimum pour évaluer la réduction maximale. Nous trouvons une force de 6400 t.

Nous constatons qu'une augmentation de la vitesse se traduit par une diminution de la force, donc de la réduction. La vitesse est donc fixée à la vitesse de base, soit 3300 mm/s.

Afin de diminuer l'usure de l'outil et de permettre une déformation plus importante à la passe suivante, nous choisissons une force de contre-flexion minimale, donc nulle dans ce cas.

Le point de fonctionnement que nous venons de définir a donc pour coordonnées :

$$F = 6400 \text{ t}$$

$$\Omega = 3300 \text{ mm/s}$$

$$Q = 0$$

La détermination de la passe optimale est faite par programmation linéaire en admettant que les contraintes sont linéaires dans le domaine considéré par rapport aux paramètres du vecteur de commande.

3.2.2. Calcul d'un schéma optimal

En enchaînant des passes optimales définies comme précédemment, on ne peut en général obtenir l'épaisseur visée, mais le nombre de passes optimales nécessaires pour diminuer l'épaisseur de la brame en-dessous de l'épaisseur visée est le nombre minimal de passes du schéma de laminage. C'est le nombre de passes du schéma définitif.

Pour obtenir exactement l'épaisseur visée, il y a lieu de procéder à un ajustement de la suite de déformation.

Pour réaliser celle-ci, on introduit la notion de passes à déformation minimale obtenue en remplaçant la première condition du critère d'optimisation par une condition de déformation minimale.

...

On observe que, pour éviter les relevages importants de la vis qui conduisent à un mauvais guidage du produit, il y a lieu de limiter inférieurement la force (ou la déformation) à une valeur pas trop faible.

La suite optimale de passes comprend alors :

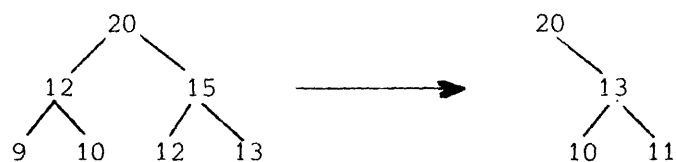
- a) un maximum de passes optimales enchaînées ;
- b) éventuellement, une passe à déformation intermédiaire (sur laquelle porte l'ajustement) ;
- c) un minimum de passes minimales enchaînées.

On observe que, fréquemment, la passe intermédiaire est la dernière ; dans ce cas, il n'y a pas de passes minimales.

Un tel ajustement assure :

- une continuité satisfaisante de la suite de passes ;
- une plus grande optimalité en cas d'incident (les premières passes n'ayant pas été arbitrairement limitées par l'ajustement) ;
- une précision accrue, car le niveau de force final est plus faible et, à précision donnée du modèle de force, l'erreur obtenue sur l'épaisseur finale H_F est plus faible.

Considérons les trois dernières passes d'un schéma en épaisseur (mm)



La passe de gauche est la passe optimale, celle de droite la passe minimale.

Selon l'épaisseur visée, on distingue plusieurs cas :

- a) $H_F = 9$ mm

Le schéma se compose uniquement de passes optimales, les trois dernières étant 20-12-9.

- b) $H_F \in]9, 10[$

Le schéma se compose de passes optimales et d'une dernière passe intermédiaire : 20-12 -H visée.

...

c) $H_F \in]10, 12[$

On détermine ici l'avant-dernière passe de sorte qu'elle soit intermédiaire et que la passe minimale, qui la suit, amène à l'épaisseur visée : 20-13-H visée.

d) $H_F > 12$

Dans ce cas, le schéma comporte une passe de moins.

3.2.3. Influence de la contre-flexion sur le nombre de passes du schéma

Nous avons calculé pour divers formats de tôles en largeurs (2, 3 et 4 m) et en épaisseurs (6,5, 8, 10 et 15 mm), des schémas de laminage optimaux en utilisant ou non les dispositifs de contre-flexion. Les résultats sont regroupés dans le tableau ci-dessous :

TABLEAU VII

NOMBRE DE PASSES DU SCHEMA DE LAMINAGE

		Largeur de la tôle (mm)					
		2000		3000		4000	
		sans BURB	avec BURB	sans BURB	avec BURB	sans BURB	avec BURB
Epaisseur finale de la tôle (mm)	6,5	9	9	11	9	9	9
	8	9	9	11	9	9	7
	10	7	7	9	9	7	7
	15	7	7	9	9	7	7

Nous avons imposé, pour chacun de ces schémas, un nombre de passes impair et ces calculs sont valables pour la cage actuelle de Dilling pouvant supporter 1500 t de contre-flexion sur l'équipement supérieur.

De ce tableau, on retiendra que, pour une tôle de 2 m de large, l'utilisation du BURB n'apporte aucun gain sur le nombre de passes. Par contre, pour une tôle d'une épaisseur inférieure à 10 mm et d'une largeur supérieure ou égale à 3 m, on peut espérer gagner deux passes. La conclusion est cependant plus nuancée, comme le montre le cas de la tôle 4000 x 6,5. En effet, par suite de l'impairité du schéma et des limites de l'outil, ce gain peut, très facilement, et sur un même produit, varier entre 0 et 2.

...

4. CONCLUSION

La vérification des modèles mis au point lors de la première phase de la recherche a été réalisée à l'aide de trois types d'essai :

- utilisation d'une maquette à l'échelle 1/10ème ;
- serrages statiques sur tôles d'aluminium effectués à la tôlerie de Dillingen ;
- laminage de tôles dans la même tôlerie.

Les résultats obtenus confirment tout à fait la théorie, à savoir :

- les formules classiques négligeant l'influence de la pression inter-cylindres surévaluent de l'ordre d'un facteur compris entre 2 et 3 l'influence des contre-flexions entre les cylindres de soutien ;
- pour une tôle de 4 m de largeur, la diminution du bombé de la génératrice active des cylindres peut s'estimer ainsi (dans le cas des dimensions de la tôlerie de Dillingen) :
 - . 0,32 mm pour un BURB de 2 x 1500 t par côté et de 3 m de bras de levier ;
 - . 0,22 mm pour un dispositif WORB de 2 x 124 t par côté.

Ces résultats sont à la fois médiocres et intéressants.

En effet, le gain apporté pour une tôle de 4 m n'est pas négligeable, mais il décroît très vite avec la largeur du produit. Cependant, compte tenu du coût d'un dispositif BURB et de ses conséquences sur l'atelier (charpentes, ponts), il ne semble pas qu'avec l'évolution des tailles des tôleries actuelles (dimensions des cylindres de soutien en particulier) les contre-flexions de ce type soient appelées à se développer. Par contre, il apparaît utile et simple d'équiper, jusqu'à des valeurs extrêmes à déterminer en fonction des tenues des paliers, les tôleries actuelles et futures des dispositifs de contre-flexion entre les cylindres de travail. Ceci peut d'ailleurs être envisagé en modulant la pression des vérins d'équilibrage ou par l'addition de nouveaux vérins.

Pour les tôleries existantes et où l'investissement a été réalisé, l'utilisation du BURB présente un certain intérêt. En effet, outre le gain en bombé, il est ainsi possible pour les tôles larges et fines (< 10 mm) d'économiser jusqu'à deux passes de laminage. Un algorithme de détermination d'un schéma de laminage optimal constitué d'une suite d'épaisseurs, de vitesse cylindres et d'effort de contre-flexion, a été élaboré. Cet algorithme a été introduit dans l'ordinateur assurant l'automatisation de la tôlerie et effectuée donc la commande à chaque passe de l'équipement supérieur du BURB seul actuellement disponible.

Il est d'ailleurs prévu d'utiliser le dispositif inférieur après modification de l'hydraulique à la fin du premier semestre 1978.

1. DESCRIPTION DE LA MAQUETTE

1.1. Présentation

C'est un modèle réduit statique à l'échelle 1/10 d'une cage supérieure d'un train quarto à tôles fortes (figure 1). Elle comprend un seul cylindre de soutien et un seul cylindre de travail. Ces cylindres montés sur roulements sont en acier, ce qui impose un rapport de similitude de 1 pour les pressions (même module d'élasticité pour le quarto que pour le modèle réduit).

Le rapport d'une grandeur mesurée sur la maquette à celle mesurée sur le quarto a donc les valeurs suivantes :

- dimension 1/10
- pression 1
- force 1/100
- force par unité de largeur 1/10.

Les dimensions principales du modèle réduit sont les suivantes :

- diamètre du cylindre de soutien : 200 mm
- diamètre du cylindre de travail : 100 mm
- largeur de table : 430 mm
- distance entre les empoises du cylindre de travail : 545 mm.

La maquette est équipée des deux dispositifs de contre-flexion BURB et WORB (figures 1 et 2), dont les forces sont appliquées au moyen de vérins hydrauliques de diamètres respectifs 100 et 60 mm. La pression dans ces vérins peut atteindre 250 bars, ce qui donne un effort maximal d'environ 20 t pour le BURB et de 7 t pour le WORB, avec un bras de levier respectivement de 300 et 70 mm.

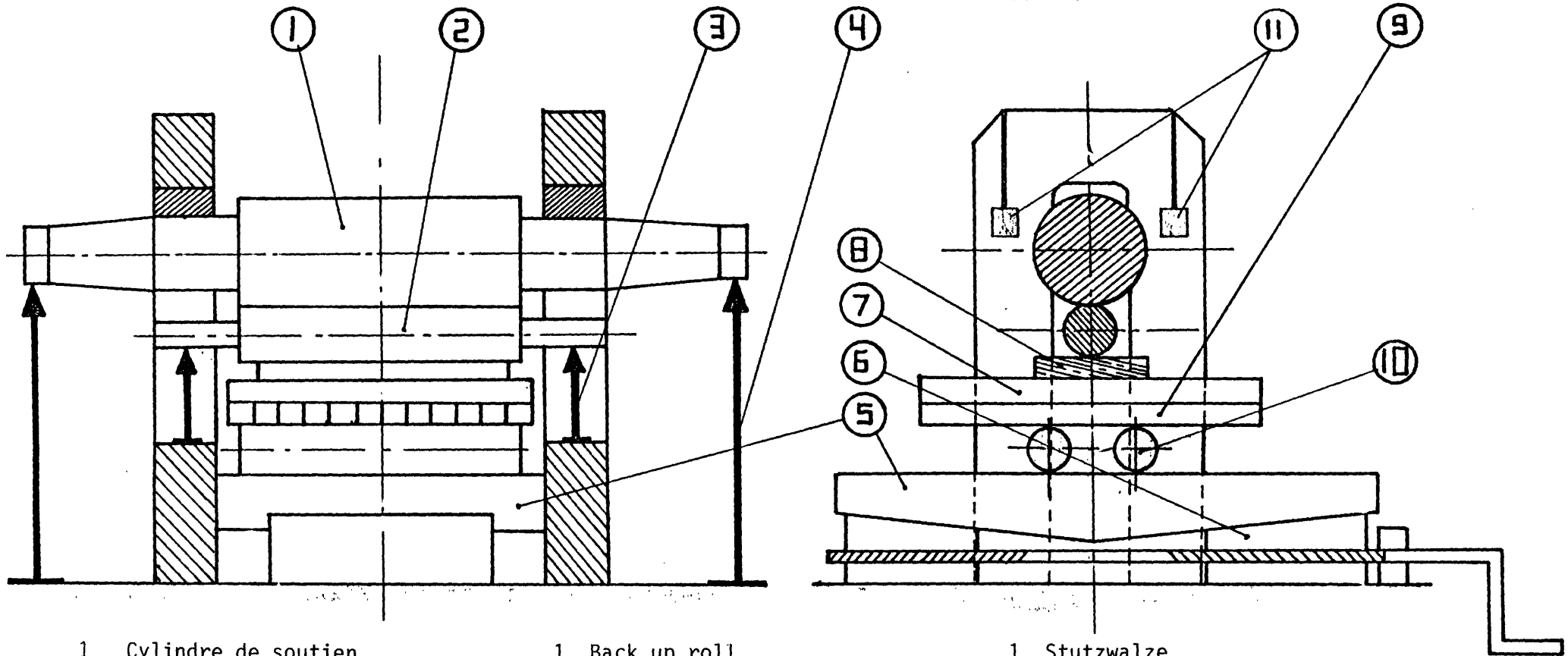
1.2. Equipement de mesure

Les pressions dans les vérins hydrauliques sont mesurées à l'aide des quatre manomètres dont l'étalonnage a été contrôlé sur un banc balance manométrique.

Chaque colonne est équipée de jauges de contraintes, ce qui permet de mesurer la force totale exercée. La force de laminage est obtenue en retranchant les efforts de contre-flexion à cette force totale.

...

FIGURE 1 : SCHEMA DE LA MAQUETTE
SCHEMA OF THE LABORATORY PLATE MILL
SCHEMA DES VERKLEIMERTEN MODELLS



- 1 Cylindre de soutien
- 2 Cylindre de travail
- 3 Dispositif WORKB ; \varnothing vérin 60 mm
- 4 Dispositif BURB ; \varnothing vérin 100 mm
- 5 Table mobile
- 6 Système vis-écrou + coin
- 7 Plaque rectifiée en acier
- 8 Plaque d'aluminium
- 9 Barreaux
- 10 Cylindre d'appui
- 11 Jauges de contraintes

- 1 Back up roll
- 2 Work roll
- 3 WORKB Jacks ; \varnothing = 60 mm
- 4 BURB Jacks ; \varnothing = 100 mm
- 5 Moving table
- 6 Screw and wedge loading device
- 7 Steel plate
- 8 Aluminium plate
- 9 Steel bars
- 10 Support cylinder
- 11 Strain gages

- 1 Stützwalze
- 2 Arbeitwalze
- 3 WORKB Anlage ; \varnothing Winde : 60 mm
- 4 BURB Anlage ; \varnothing Winde : 100 mm
- 5 Beweglicher Ballen
- 6 Schraub-Mutter System + Keil
- 7 Berichlige Stahlplatte
- 8 Aluminium Platte
- 9 Stange
- 10 Auflage Walze
- 11 Kraftmessgeräte

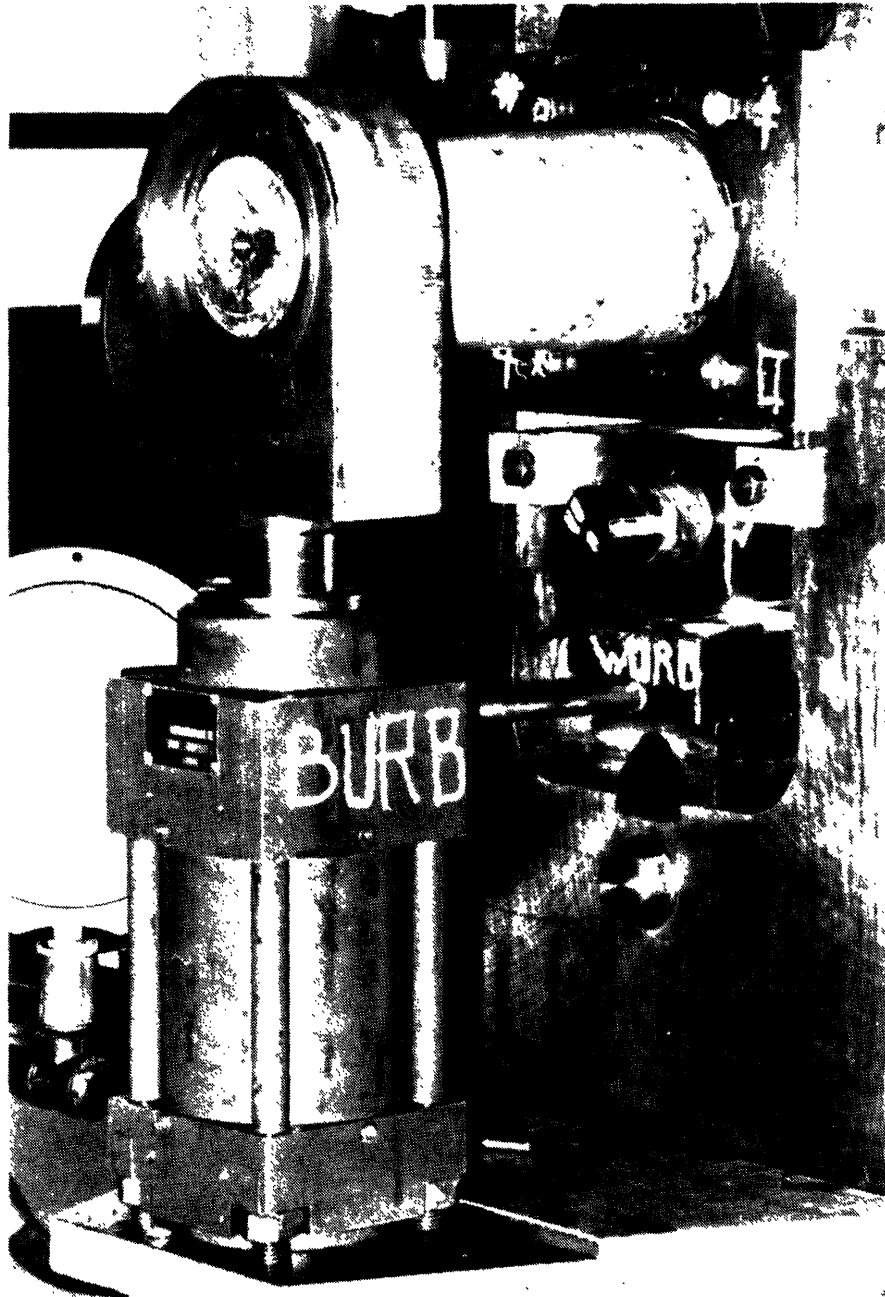


FIGURE 2

VUE DETAILLEE DES DISPOSITIFS DE CONTRE-FLEXION WORB ET BURB
DETAILED VIEW OF WORB AND BURB BENDING DEVICES
DETAILLIERTE SICHT DER GEGENBIEGUNG ANLAGE WORB UND BURB

2. DESCRIPTION DES ESSAIS

L'essai consiste à appliquer à l'aide de la table mobile et ou une certaine force une tôle d'aluminium contre le cylindre de travail. L'empreinte résultant de ce serrage est alors assimilée au profil de la génératrice active des cylindres.

2.1. Technique opératoire

Les plaques d'aluminium ont les caractéristiques suivantes :

- épaisseur : 10 mm
- longueur : 250 mm
- largeur : entre 200 et 400 mm selon les essais.

Pour faire les essais, nous appliquons d'abord les efforts de contre-flexion choisis, puis la plaque d'aluminium étant déposée sur une plaque rectifiée en acier (7), nous levons la table inférieure mobile (5) jusqu'à ce que la force totale mesurée sur les colonnes atteigne la valeur choisie.

2.2. Mesures des empreintes

La tôle est déposée sur un banc (figure 3). La mesure est faite par deux capteurs TESA montés en différentiel sur un bras solidaire d'un roulement à billes mobile sur un rail rectifié fixe. Ce montage a l'avantage de mesurer uniquement le profil de la tôle sans qu'interviennent les imperfections du montage dans le plan vertical.

Une mesure est effectuée à vide pour déterminer le profil de la plaque d'aluminium avant serrage. Pour une mesure de l'empreinte, on recherche le minimum de l'empreinte perpendiculairement au rail, puis on mesure les variations d'épaisseur, traduites sur une table traçante en fonction de la position du bras sur le rail, donc de la largeur de la plaque. Un exemple de profil obtenu après lissage est représenté sur la figure 4.

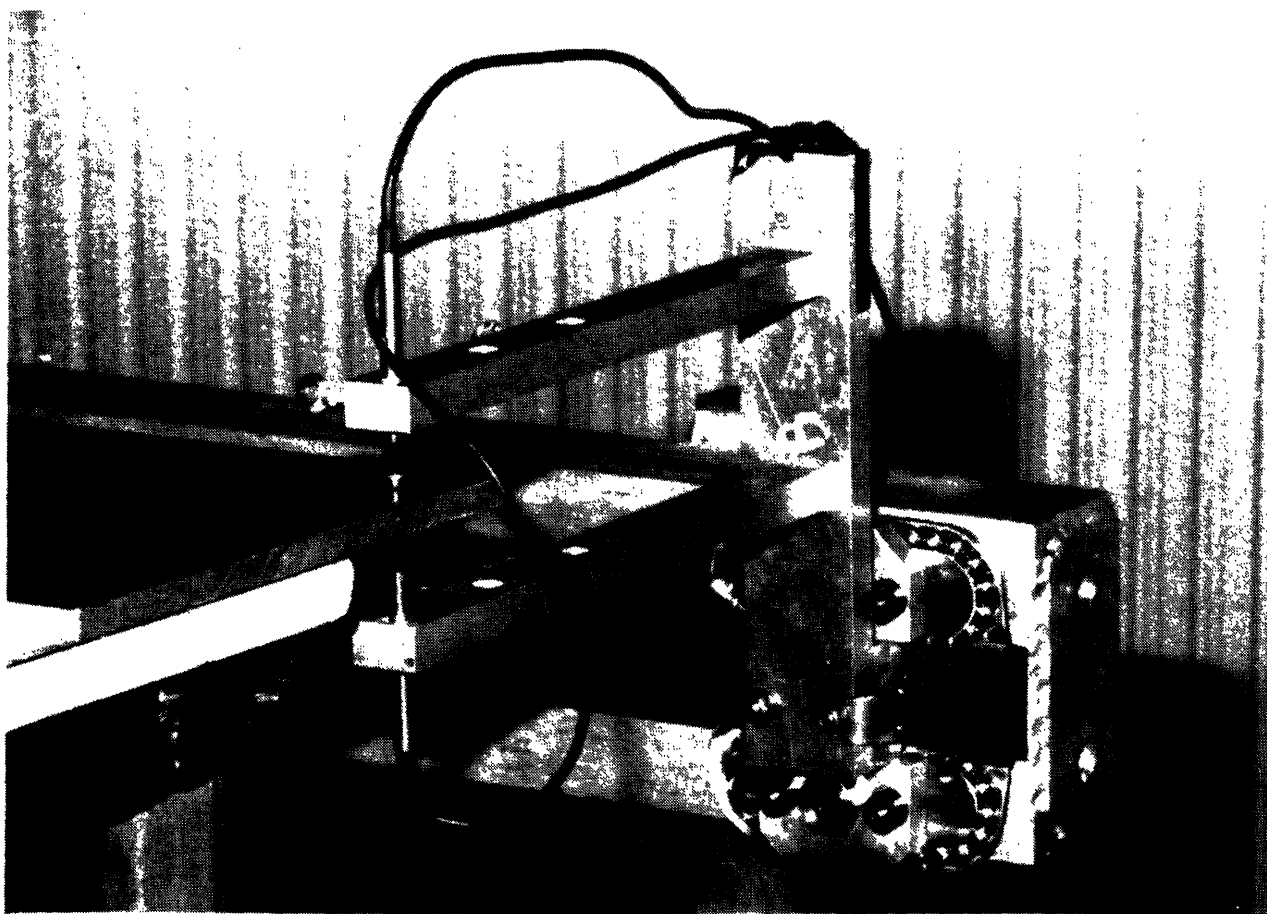


FIGURE 3

VUE DETAILLEE DU SYSTEME DE MESURE

DETAILED VIEW OF MEASURING DEVICE

DETAILLIERTE SICHT DES MESSBUGELS UND DESSEN STUTZE

FIGURE 4

COURBE LISSEE ET REDRESSEE

CROSS PROFILE AFTER SMOOTHING AND CORRECTION FOR WEDGE EFFECT

EXPONENTIELLES GLATTEN UND GERADE RICHTIGE (MIT KEILBERUCK
SICHTIGUNG) KURVE

